

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM

ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO VIBRO-ACÚSTICO EM BLOCO DE MOTOR DIESEL

Dissertação submetida à

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

para a obtenção do grau de

DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA

GUSTAVO DANTAS PINHEIRO DA SILVA

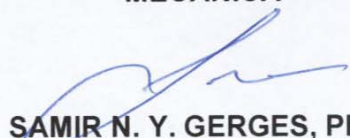
Florianópolis, 31 de julho de 2002

ESTUDO VIBRO-ACÚSTICO EM BLOCO DE MOTOR DIESEL

GUSTAVO DANTAS PINHEIRO DA SILVA

**ESTA TESE FOI JULGADA PARA OBTENÇÃO DO TÍTULO DE DOUTOR EM
ENGENHARIA**

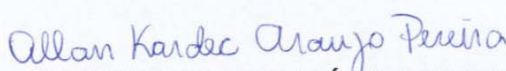
**ESPECIALIDADE ENGENHARIA MECANICA E APROVADA EM SUA FORMA
FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**



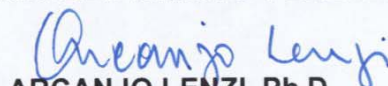
**SAMIR N. Y. GERGES, Ph.D.
ORIENTADOR**

**JOSE ANTONIO BELLINI DA CUNHA NETO, Dr.
COORDENADOR DO CURSO**

BANCA EXAMINADORA



ALLAN KARDEC ARAÚJO PEREIRA, Dr.



ARCANJO LENZI, Ph.D.



ROBERTO JORDAN, Dr.



RODMAR CARDINALI, Dr.



NARCISO ANGEL RAMOS ARROYO, Dr.



SAMIR N. Y. GERGES, Ph.D.

AGRADECIMENTOS

A minha esposa Sylaine, pelo apoio;

À Embraer Sa, permitindo e incentivando o desenvolvimento deste trabalho;

Aos amigos Garakis, Grandi, Sideto, Patrícia, Vinícius, Micael, Severiano e Perucchi pelo suporte na Embraer;

À turma de pós-graduação: Bete e Carlos, Gustavo, Paulo Boni, João Neto, Marcio Avelar, Mareio e ao grande amigo Newton, pela amizade, conhecimento e lições que aprendi com vocês.

Ao orientador, Prof. Samir, pelo apoio interminável.

SUMÁRIO

LISTA DE SÍMBOLOS	vii
LISTA DE FIGURAS	ix
RESUMO	xv
ABSTRACT	xvi
INTRODUÇÃO	17
1.1 - Contexto e Motivação	17
1.2 – Contribuições	20
1.3 – Conteúdo	21
REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
2.1 – Métodos numéricos em vibro-acústica	23
2.1.1 – Método de Elementos Finitos.	27
2.1.2 – Análise Estatística de Energia.....	29
2.1.3 – Método de Elementos de Contorno	34
2.2 – Métodos experimentais	36
2.3 – Motores de combustão interna	37
2.3.1 – Histórico e características de operação.....	37
2.3.1.1 – Motor ciclo Otto.....	38
2.3.1.2 – Motor ciclo Diesel.....	39
2.3.2 - Comportamento acústico do motor Diesel	40
2.4 – Considerações preliminares	50
UMA METODOLOGIA PARA ESTUDO DE PROBLEMAS VIBRO-ACÚSTICOS	52
3.1 – Introdução	52
3.2 – Etapas envolvidas no estudo vibro-acústico	52
MÉTODOS EXPERIMENTAIS	55
4.1 – Análise modal experimental	55
4.2 – Descrição sucinta	55
4.3 - Preparação das medições	57
4.3.1 - Programas Comerciais Disponíveis.....	57
4.3.2 – Geometria	58
4.3.3 – Montagem.....	59
4.3.4 – Calibração	60
4.4 – Resultados	62
4.5 – Dificuldades encontradas	66

4.6 – Considerações preliminares	66
ANÁLISES NUMÉRICAS EM BLOCO DE MOTOR.....	67
5.1 – Introdução	67
5.2 – Modelagem	67
5.2.1 – Modelo 1 (Enrugada)	68
5.2.2 – Modelo 2 (Spline).....	69
5.2.3 – Modelo 3 (Blocs).....	69
5.2.4 – Modelo 4.....	69
5.3 - Validação do modelo	71
5.4 – Análise forçada	80
5.5 – Análise acústica com métodos determinísticos (usando BEM).....	82
5.5.1 – Resultados Obtidos.....	84
5.5.1.1 – Modelo 1.....	84
5.5.1.2 – Modelo 4.....	92
5.6 – Modificações impostas ao bloco de motor	96
5.6.1 - Inclusão de Estrutura “Ladder Frame”	96
5.6.2 – Bloco Tipo “Short Skirt”	105
5.7 – Análise acústica com métodos estatísticos (usando SEA) – um estudo preliminar	112
5.7.1 – Aplicabilidade dos Modelos.....	113
5.7.2 - Espectro de Excitação	115
5.7.3 – Resultados.....	116
5.7.4 – Bloco Com Ladder Frame.....	116
5.8 – Dificuldades encontradas.....	118
5.9 – Considerações preliminares	119
CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE NOVOS TRABALHOS	120
6.1 – Considerações finais	120
6.2 – Conclusões	121
6.3 – Propostas para novos trabalhos.....	122
6.4 – Trabalhos produzidos durante o desenvolvimento desta tese.....	122
APÊNDICES	123
APÊNDICE A.....	124
A.1. – Método dos elementos finitos (FEM) – formulação do problema dinâmico .	124
A.2 – Determinação das matrizes [M], [C] e [K]	125

A.3 – Análise harmônica	126
A.4 – Método da superposição modal	127
A.5 - Método indireto (Soeiro [32]).....	129
APÊNDICE B.....	132
B.1 – Melhoria dos modelos.....	132
B.1.1 – Influência de Módulo de Elasticidade.....	132
B.1.2 – Influência da Densidade	132
B.1.3 – Influência de Módulo de Elasticidade e Densidade.....	132
APÊNDICE C.....	135
C.1 – Modos numéricos obtidos com inclusão “ladder frame”.....	135
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	141

LISTA DE SÍMBOLOS

∇^2	Operador Laplace
$\omega = 2\pi f$	Frequência circular
q	Velocidade de volume
ρ_o	Densidade
k	Número de onda.
$[K_a], [M_a]$	Matriz Rigidez e matriz Massa.
$[C_a]$	Matriz Amortecimento.
$\{F_a\}$	Vetor Força.
V	Domínio.
N_i	Função forma nodal.
I	Nó.
η_i	Fator de perda por amortecimento.
η_{ij}	Fator de perda por acoplamento.
P	Potência de entrada média no tempo.
E_n	Energia.
$p(\vec{r}_a)$	Pressão.
$v_n(\vec{r}_a)$	Distribuição de velocidade normal.
Ω_a	Superfície fechada.
$G(\vec{r}, \vec{r}_a)$	Função Kernel de Green.
\vec{r}_a	Fonte pontual acústica.
\vec{r}	Posição.
$C(\vec{r})$	Coeficiente que representa o ângulo sólido exterior da superfície fechada Ω_a
$\sigma(\vec{r}_a)$	Camada potencial simples (“ <i>single potential layer</i> ”) na superfície Ω_a .
$\mu(\vec{r}_a)$	Camada dupla (“ <i>double potential layer</i> ”) na superfície Ω_a .
PMI	Ponto morto inferior

PMS	Ponto morto superior
FRF	Funções Resposta em Frequência
$f(t)$	Força
m	Massa
c	Amortecimento
k	Rigidez
y, \dot{y}, \ddot{y}	Deslocamento, velocidade e aceleração.
s	Operador Laplace.
ω_n	Frequência natural;
c_c	Amortecimento crítico
ζ	Razão de amortecimento.
$V_f, V_{\ddot{x}}$	Sinais em volts
$E_f, E_{\ddot{x}}$	Sensibilidade dos Transdutores
MAC	Critério de precisão modal.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Evolução do automóvel.....	18
Figura 1.2	Graus de contribuição de fontes de ruído (potência sonora).....	19
Figura 2.1	Alto-falante, lms [35].....	24
Figura 2.2	Bloco motor.....	25
Figura 2.3	Representação de um problema interior: cabine de automóvel.....	25
Figura 2.4	Exemplo de problema exterior, sas [3].....	26
Figura 2.5	Exemplo problema transiente e a excitação envolvida, coyette [28].....	26
Figura 2.6	Representação esquemática do processo de tomada de decisões em engenharia.....	28
Figura 2.7	Balanco de energia em sea.....	30
Figura 2.8	Decomposição de fontes de ruído.....	32
Figura 2.9	Correlação ruído via ar.....	32
Figura 2.10	Correlação ruído via estrutura	32
Figura 2.11	Etapas na modelagem detalhada de um automóvel.....	33
Figura 2.12	Validação do modelo.....	34
Figura 2.13	Malha utilizada e transmission loss predito.....	36
Figura 2.14	Modelo e resultado obtido em estudo com caixas de engrenagem.....	36
Figura 2.15	Ciclos motor otto.....	39
Figura 2.16	Ciclos motor diesel.....	40
Figura 2.17	Excitações em motor diesel.....	40

Figura 2.18	Vibrações nas saias e mancais de motor diesel.....	41
Figura 2.19	Tipos de blocos de motor.....	42
Figura 2.20	Espectro de frequência.....	43
Figura 2.21	Resultados obtidos e blocos tipo “ <i>open/closed deck</i> ”.....	45
Figura 2.22	Resultados para ruído transmitido via estrutura e via ar.....	46
Figura 2.23	Modelo utilizado por sohn et al [30].....	47
Figura 2.24	Comparação dados numéricos e experimentais.....	47
Figura 2.25	Comparação resultados de frequência e forma modal em bloco de motor.....	48
Figura 2.26	Modelo global e de partes do bloco de motor utilizando elementos de placa e viga.....	49
Figura 2.27	Correlação entre frequências naturais calculadas e medidas.....	50
Figura 3.1	Etapas em estudo vibro-acústico.....	53
Figura 4.1	Máquina de medir por coordenadas.....	58
Figura 4.2	Medição de pontos no bloco.....	59
Figura 4.3	Suspensão do bloco e shaker.....	60
Figura 4.4	Esquema de montagem.....	61
Figura 4.5	Montagem para calibração.....	61
Figura 4.6	Comparação gráfica freq x freq.....	65
Figura 4.7	Modos obtidos por cada pc e icats.....	65
Figura 5.1	Modelo do bloco em linhas retas.....	68
Figura 5.2	Modelo do bloco com linhas arredondadas.....	70
Figura 5.3	Modelo do do bloco com elementos sólidos e casca.....	70

Figura 5.4	Modelo menos discretizado.....	71
Figura 5.5	Primeiro modo numérico (454,63 Hz) e experimental (453Hz).....	73
Figura 5.6	Segundo modo numérico (540,06Hz) e experimental (501,59Hz).....	73
Figura 5.7	Terceiro modo numérico (574,48Hz) e experimental (620,18Hz).....	74
Figura 5.8	Primeiro modo numérico (553,67Hz) e experimental (453Hz).....	75
Figura 5.9	Segundo modo numérico (668,44Hz) e experimental (501,59Hz).....	76
Figura 5.10	Terceiro modo numérico (701,59Hz) e experimental (620,18Hz).....	77
Figura 5.11	Primeiro modo numérico (639,2Hz) e experimental (453Hz).....	78
Figura 5.12	Segundo modo numérico (711,8Hz) e experimental (501,59Hz).....	79
Figura 5.13	Comparação entre frequências naturais obtidas numérica e experimentalmente.....	80
Figura 5.14	Pontos de excitação.....	81
Figura 5.15	Deformação do bloco com excitação em 454Hz e 612Hz respectivamente.....	82
Figura 5.16	Modelo 1 utilizado em bem.....	84
Figura 5.17	Diretividade do bloco em 454Hz.....	85
Figura 5.18	Níveis de pressão acústica associados ao primeiro modo de vibração do bloco – plano 1m de distância.....	86
Figura 5.19	Diretividade em 612 Hz.....	87
Figura 5.20	Níveis de pressão acústica associados a 612Hz – plano 1m de distância.....	88
Figura 5.21	Níveis de pressão acústica associados a 612Hz – diversos planos.....	89

Figura 5.22	Níveis de pressão acústica associados a 2462Hz – plano 1m de distância.....	90
Figura 5.23	Níveis de pressão acústica associados a 2462Hz – diversos planos.....	91
Figura 5.24	Modelo menos refinado do bloco e plano a 1 metro.....	92
Figura 5.25	Eficiência de radiação – modelo 4.....	93
Figura 5.26	Pressão 1m em 475Hz – modelo 4.....	94
Figura 5.27	Pressão 1m em 620Hz e diretividade – modelo 4.....	95
Figura 5.28	Estrutura do “ladder frame” e sua disposição quando junto ao bloco..	96
Figura 5.29	Modo de vibração do conjunto bloco - “ladder frame” em 672.78 Hz.....	97
Figura 5.30	Modo de vibração do conjunto bloco - “ladder frame” em 717.18 Hz.....	97
Figura 5.31	Níveis de pressão sonora a 1m para conjunto bloco - “ladder frame” – 672.78Hz.....	99
Figura 5.32	Diretividade para conjunto bloco - “ladder frame” – 672.78Hz (a)....	100
Figura 5.33	Diretividade para conjunto bloco - “ladder frame” – 672.78Hz (b)....	101
Figura 5.34	Níveis de pressão sonora a 1m para conjunto bloco - “ladder frame” – 717.18Hz.....	102
Figura 5.35	Diretividade para conjunto bloco - “ladder frame” – 717.18Hz (a)....	103
Figura 5.36	Diretividade para conjunto bloco - “ladder frame” – 717.18Hz (b)....	104
Figura 5.37	Bloco de motor tipo “short skirt”.....	105
Figura 5.38	Bloco de motor tipo “short skirt” em 679,99 Hz.....	107
Figura 5.39	Bloco de motor tipo “short skirt” em 847,92 Hz.....	107
Figura 5.40	Nível de pressão sonora a 1m na frequência de 679,99Hz.....	108
Figura 5.41	Diretividade “short skirt” para 679,99Hz.....	109

Figura 5.42	Nível de pressão sonora a 1m na frequência de 847,92Hz.....	110
Figura 5.43	Diretividade “short skirt” para 847,92Hz.....	111
Figura 5.44	SEA modelo 1.....	112
Figura 5.45	SEA modelo 2.....	113
Figura 5.46	Modos por banda para diversos sub-sistemas do modelo1.....	114
Figura 5.47	Modos por banda para diversos sub-sistemas do modelo 2.....	114
Figura 5.48	Espectro de força utilizado nas análises.....	115
Figura 5.49	Comparação dos resultados obtidos.....	116
Figura 5.50	Bloco de motor com “ladder frame” em sea.....	117
Figura 5.51	Resultados obtidos para bloco com “ladder frame”.....	117
Figura 5.52	Comparação dos resultados para blocos com e sem “ladder frame”....	118
Figura B.1	Influência do módulo de elasticidade nas frequências naturais do motor.....	113
Figura B.2	Influência da densidade nas frequências naturais de um bloco de motor.....	133
Figura B.3	Influência dos parâmetros densidade e módulo de elasticidade nos modos de vibração.....	134

LISTA DE TABELAS

Tabela 1	Limites máximos de ruído emitidos por veículo em aceleração, conforme nbr . 8433.....	18
Tabela 2.1	Frequências naturais calculadas e medidas.....	49
Tabela 4.1	Descrição dos equipamentos.....	60
Tabela 4.2	Resultados do LMS-CADA.....	63
Tabela 4.3	Resultados do ICATS.....	64
Tabela 4.4	Critério de precisão modal entre ICATS e LMS-CADA (%).....	64
Tabela 5.1	Resultados da análise modal numérica para vários modelos.....	72
Tabela 5.2	Erro (%) relativos aos primeiros modos obtidos experimentalmente.....	72
Tabela 5.3	Dez primeiros modos naturais para bloco “short skirt”.....	106

RESUMO

Novas leis ou normas, cada vez mais rigorosas, estão sendo formuladas e postas em prática em todo o mundo para limitar o ruído acústico emitido por máquinas e equipamentos, levando-o a níveis menos prejudiciais ao homem. Com o crescimento substancial da frota automobilística, o ruído gerado por automóveis passou a ser considerado como extremamente importante visto que há, em um veículo automotivo, diversas fontes de ruído tais como motor, engrenagens, sistema de arrefecimento dentre outros além do número de automóveis existentes. Assim, estudos que venham a possibilitar o controle de emissão de ruídos têm sido propostos e realizados.

O alto custo envolvido na construção de protótipos aliado ao desenvolvimento tecnológico alcançado durante os últimos anos fomentaram a utilização de ferramentas ou métodos computacionais para estudos de radiação acústica. Assim, métodos como Elementos Finitos (FEM), Elementos de Contorno (BEM) e Análise Estatística de Energia (SEA) têm sido utilizados no desenvolvimento de produtos desde a fase inicial.

Este trabalho propõe o estudo de radiação acústica em blocos de motores , mais precisamente para o bloco do motor diesel com 4 cilindros, utilizando os métodos acima mencionados, além de dados obtidos por meio de métodos experimentais. Serão mostradas as etapas em um estudo vibro-acústico, a confecção dos modelos utilizados, as análises efetuadas, e discutidos alguns aspectos de aplicação dos métodos (BEM, FEM, SEA) além dos resultados obtidos.

ABSTRACT

New tighter legislative noise limits and higher standards of comfort are being applied around the world to drive the noise to levels that can not injury the human being. Once the number of automobiles is increasing year after year, and considering that there are a lot of noise sources in a car, e.g. engine, gearbox etc., to reduce the noise created by an automobile became an important task demanding a lot of studies about this subject.

The high cost for production of a prototype, in addition to the important technological development reached during the last years, contributed in the use of numerical tools for acoustic radiation studies. Thus, numerical tools as Finite Element Method (FEM), Boundary Element Method (BEM) and Statistical Energy Analysis (SEA) are being applied to the development of new products.

The aim of this work is to present an acoustic radiation study of an engine block, a four-cylinder Diesel engine block, using the above mentioned methods and also using experimental data. The steps included in an acoustic radiation study such as modeling, modal and frequency response analysis, some discussions about each method and the results are presented.

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentados os objetivos e as razões que motivaram este trabalho. É mostrada ainda a estrutura de desenvolvimento deste texto.

1.1 - Contexto e Motivação

O automóvel é hoje o principal meio de transporte mundial, segundo Encarta [1]. Acredita-se que o primeiro automóvel tenha sido inventado em 1770 por Nicolas Joseph Cugnot utilizando o motor a vapor. Após o aparecimento do automóvel a motor de combustão interna, próximo a 1900, a indústria automobilística se expandiu, popularizando-se anos mais tarde impulsionada por interesses militares, pelo desenvolvimento tecnológico, influenciando e também sendo influenciada pela globalização da economia. A figura 1 mostra uma breve evolução do automóvel desde sua criação, por volta de 1770 até dias atuais.

Desde seu aparecimento, vários tipos diferentes de motores foram desenvolvidos: vapor d'água, gasolina, diesel, álcool dentre outros. Possuindo características bastante peculiares, os motores mais utilizados atualmente tem como combustível a gasolina ou o óleo diesel, sendo o último empregado mais intensamente em veículos pesados como caminhões e ônibus.

O aumento demasiado da frota trouxe preocupação aos órgãos mundiais de meio ambiente que, visando minimizar a poluição causada por veículos, têm instituído níveis máximos de emissão de poluentes e ruído ao longo dos anos. Tais níveis máximos de ruído e poluentes vêm se tornando cada vez mais restritivos, obrigando as montadoras de automóveis a investir em tecnologia, visando atingir as metas definidas. A tabela 1 mostra os níveis de ruído definidos pelo Conselho Nacional do Meio Ambiente – CONAMA NBR-8433 (Brasil) para motores gasolina (Otto) e diesel.

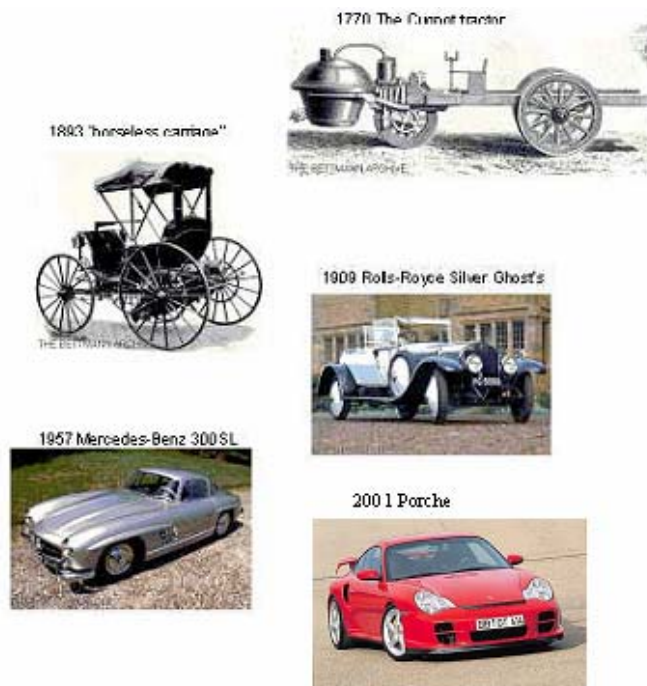


Figura 1.1 - Evolução do Automóvel

Tabela 1 – Limites máximos de ruído emitidos por Veículo em aceleração, conforme NBR - 8433

Categoria			Nível de Ruído Nível dB(A)		
Descrição			Otto	Diesel	
A	Veículos de passageiros até nove lugares e veículo de uso misto derivado de automóvel		77	Injeção Direta	Injeção Indireta
				78	77
B	Veículo de passageiros com mais de nove lugares, veículo de carga ou de tração, veículo de uso misto não derivado de automóvel	PTB até 2.000 kg	78	79	78
		PTB acima de 2000 kg e até 3.000 kg	79	80	79
C	Veículo de passageiro ou de uso misto com PTB maior que 3.500 kg	Potência máxima abaixo de 150 kW (204 CV)	80	80	80
		Potência máxima igual ou superior a 150 kW (204 CV)	83	83	83
D	Veículo de carga ou de tração com PTB acima de 3.500 kg	Potência máxima abaixo de 75kW (102 CV)	81	81	81
		Potência máxima entre 75 e 150 kW (102 a 204 CV)	83	83	83
		Potência máxima igual ou superior a 150 kW (204 CV)	84	84	84

Em um automóvel, o motor é uma dentre as principais fontes de ruído e o bloco de motor, mais especificamente, tem forte participação no ruído global podendo chegar próximo a 10% de contribuição em potência sonora, Beidl et al [2], ver figura 1.2.

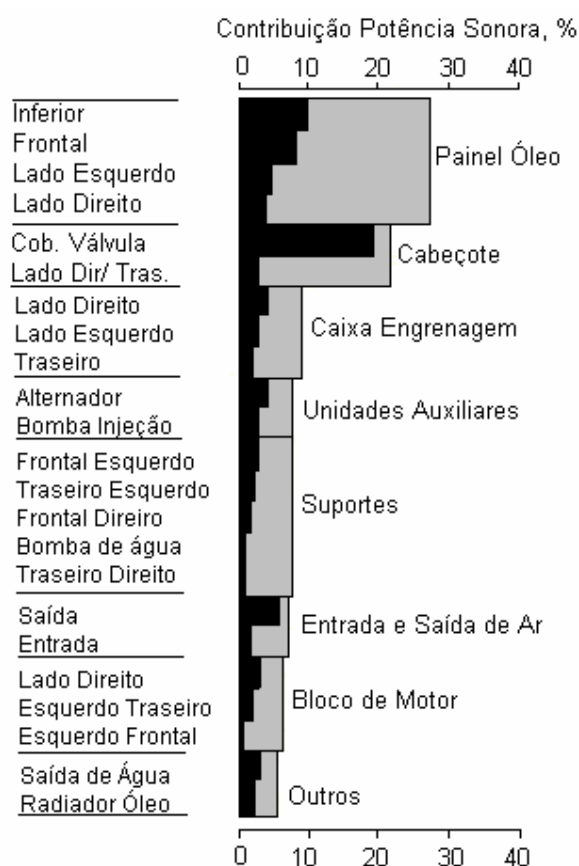


Figura 1.2 – Graus de contribuição de fontes de ruído (potência sonora)

Em virtude dos altos custos para a análise vibro-acústica em protótipos e suportada pelo desenvolvimento de ferramentas computacionais poderosas aprimoradas dia a dia, o estudo vibro-acústico utilizando métodos numéricos como Elementos de Contorno (BEM), Elementos finitos (FEM) e Análise Estatística de Energia (SEA) tornou-se uma alternativa viável para predição do comportamento de estruturas com respeito a ruído e vibração.

A utilização das ferramentas numéricas acima citadas requer, no entanto, que os modelos criados descrevam adequadamente o fenômeno a ser estudado. Desta feita, o processo de validação dos modelos constitui-se em importante etapa em estudos vibro-acústicos numéricos, sendo efetuada a partir de dados medidos experimentalmente.

É dentro deste contexto que esta tese se situa. Assim, o trabalho aqui apresentado mostra o estudo vibro-acústico realizado para um bloco de motor diesel de 4 cilindros utilizando ferramentas experimentais e numéricas. São apresentados os diversos estágios de um estudo vibro-acústico englobando:

1. Obtenção do comportamento dinâmico da estrutura do bloco de motor, utilizando análise modal experimental;
2. Confecção de modelos em Elementos Finitos e Elementos de Contorno, e comparação dos resultados de análise modal experimental e numérica visando a validação do(s) modelo(s). A obtenção dos deslocamentos modais em método de Elementos Finitos para geração de condições de contorno em estudo acústico utilizando método de Elementos de Contorno, a obtenção de níveis de pressão sonora em diversos pontos do espaço e a diretividade para alguns modos de vibração.
3. Apresentação, ainda, de um estudo preliminar, em faixa de frequência mais alta, utilizando a Análise Estatística de Energia (SEA).
4. Finalmente, apresentação do método aplicado para a obtenção do comportamento vibro acústico do bloco após a inclusão de uma estrutura tipo “ladder frame” e também aplicado a outro tipo de bloco chamado de “short skirt”, o qual não possui as saias laterais.

A partir dos resultados obtidos as principais dificuldades de tal metodologia são discutidas.

1.2 – Contribuições

O estudo vibro-acústico em estruturas complexas requer consumo extenso de recursos e tempo, o que por vezes pode desestimular segmentos da indústria posto que é desejado ter projetos com custos reduzidos e em um tempo cada vez menor, como é o caso da indústria automobilística que apresenta novos modelos ao mercado a cada seis meses aproximadamente. A utilização de métodos numéricos para tais estudos ainda não é totalmente conhecida ou difundida, fazendo com que seus resultados apresentem pouca confiabilidade. Assim, a utilização de métodos numéricos ainda apresenta riscos e custos, que podem ser :

- a) Custos:
 - a. Laboratórios;
 - b. Equipamentos;
 - c. Programas computacionais;
 - d. Treinamento de mão de obra especializada.
- b) Riscos:
 - a. Obtenção de dados não satisfatórios;
 - b. Confiabilidade da metodologia;

Considerando os pontos acima descritos, este trabalho mostra detalhadamente as etapas envolvidas em um estudo vibro-acústico utilizando ferramentas computacionais e experimentais, apresentando suas dificuldades e benefícios, cuidados a serem tomados com relação as suas interfaces (experimental/numérico) e seus resultados.

Assim, pode-se citar de forma sucinta as seguintes contribuições:

- a) Estudo da aplicação e detalhamento da metodologia para análise vibro-acústica de blocos de motor - As etapas são aplicadas e detalhadas desde a coleta de dados geométricos, análise modal experimental, confecção de modelos para análise numérica, incluindo novos procedimentos como SEA. A metodologia estudada foi então aplicada a vários tipos de bloco de motor e os resultados de radiação acústica comparados;
- b) Utilização de Análise Estatística de Energia (SEA) em bloco de motores, em faixas de frequência mais elevada – O procedimento SEA, vastamente aplicada na indústria automobilística em estudos vibro-acústicos de cavidade interna e carcaças, é apresentado através de aplicação a blocos de motores e suas variações, obtendo assim dados de maneira rápida, característica do método;
- c) Apresentação da praticidade e versatilidade dos métodos, desde que com modelos adequados, para obtenção de resultados para mudanças propostas.

1.3 – Conteúdo

Este trabalho será apresentado seguindo a seguinte ordem:

- a) Capítulo 2 – Contempla uma revisão bibliográfica sobre tópicos relacionados aos métodos numéricos e experimentais, comumente utilizados em um estudo vibro-

acústico, evidenciando ainda, metodologias em utilização para o estudo vibro-acústico de motores;

- b) Capítulo 3 – Apresentação de metodologia para solução do problema vibro-acústico de bloco de motor ;
- c) Capítulo 4 – O objetivo deste capítulo é mostrar os métodos experimentais implementados neste trabalho, desde a metodologia, software utilizados e os cuidados tomados até os resultados obtidos;
- d) Capítulo 5 – Apresenta as análises numéricas efetuadas, bem como os seus resultados. Blocos de motor de características distintas são propostos e seus resultados analisados;
- e) Capítulo 6 – As considerações finais, conclusões, proposta para futuros trabalhos e artigos publicados;
- f) Apêndice;
- g) Referências Bibliográficas

CAPÍTULO 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo tem por objetivo apresentar uma revisão bibliográfica relativa aos métodos numéricos utilizados em análises acústica e vibratória. Além de um breve histórico de seu surgimento e suas características de funcionamento, serão mostrados trabalhos com estudos vibro-acústicos em blocos de motor, apresentando o comportamento acústico associado a vários tipos de projetos de motores Diesel. Serão mostrados, ainda, estudos nos quais métodos numéricos como Método de Elementos Finitos (FEM), Métodos de Elemento de Contorno (BEM), Método de Rayleigh e Análise Estatística de Energia (SEA) foram aplicados para problemas acústicos.

2.1 – Métodos numéricos em vibro-acústica

A busca por produtos que atendam aos cada vez mais restritivos requisitos ambientais, que contemplem menores custos de projeto e produção, com alta performance e menor peso (caso de veículos) aliado à grande evolução tecnológica na área da eletrônica (computadores) fizeram com que algumas ferramentas numéricas, até então pouco utilizadas, se tornassem vitais para o desenvolvimento de um produto, minimizando assim os custos envolvidos nos projetos.

A utilização de ferramentas numéricas de predição permite incorporar critérios acústicos ao processo de projeto fornecendo uma avaliação confiável das alternativas impostas ao mesmo sem efetuar testes em protótipos, reduzindo assim o seu custo e seu tempo de projeto, Desmet W. e Sas P. [3].

Um problema vibro-acústico pode ser classificado de diversas maneiras, Desmet W. and Sas P. [3]:

- a) Acoplado - Em um sistema acoplado, a interação entre a estrutura e os componentes fluidos não é desprezível. Todos os componentes devem ser considerados como partes de um sistema acoplado, em vez de se considerarem os componentes

estruturais como excitações independentes para os componentes fluidos ou vice-versa. Efeitos de acoplamento forte podem acontecer, por exemplo, quando uma estrutura elástica é submersa em um fluido de alta densidade, no caso dos submarinos, ou quando uma estrutura fina, de pouco peso está em contato com até mesmo um fluido de baixa-densidade (alto-falantes), figura 2.1.

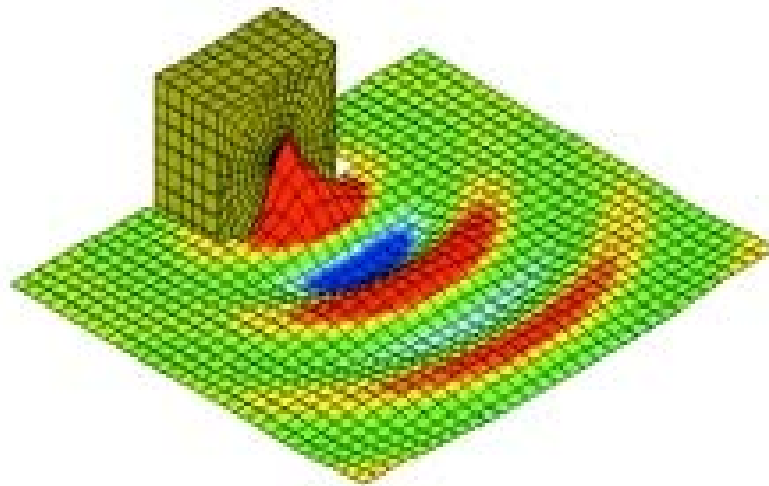


Figura 2.1 – Alto-falante, LMS [35]

- b) Desacoplado - A interação entre a estrutura e os componentes fluidos é muito fraca. Neste caso, a análise do comportamento dinâmico dos sistemas é desacoplada, originando assim, uma interação em uma só direção entre os componentes estruturais e fluidos. Trata-se de uma suposição razoável para muitos sistemas vibro-acústicos, especialmente quando uma estrutura elástica com uma dureza alta é cercada por um fluido de baixa-densidade. Um bloco de máquina, envolta por ar, é um exemplo de um sistema vibro-acústico desacoplado no qual só o efeito da estrutura no fluido é importante, desde que o campo de pressão radiado, induzido pelas vibrações do bloco de máquina, tenha um efeito desprezível nas vibrações do bloco de máquina, figura 2.2..

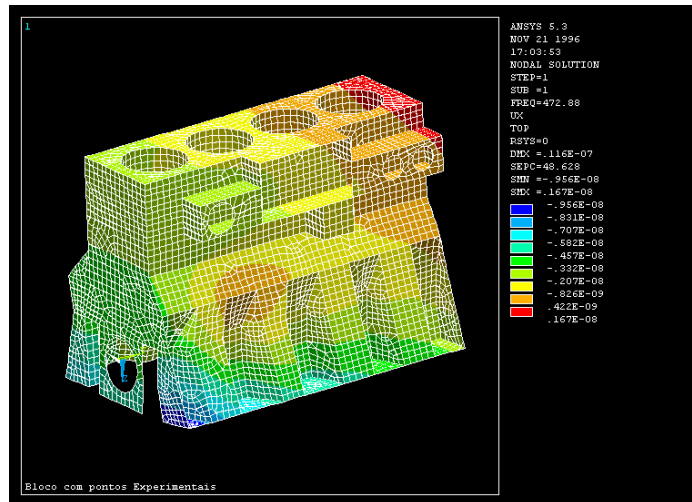


Figura 2.2 – Bloco motor.

- c) Interior - Um problema interior consiste em determinar o campo sonoro em um domínio fechado do fluido o qual é envolto por uma superfície de contorno fechada (vibrante). Um exemplo típico de um problema interior é a determinação do campo de pressão acústica no interior de um carro, figura 2.3.

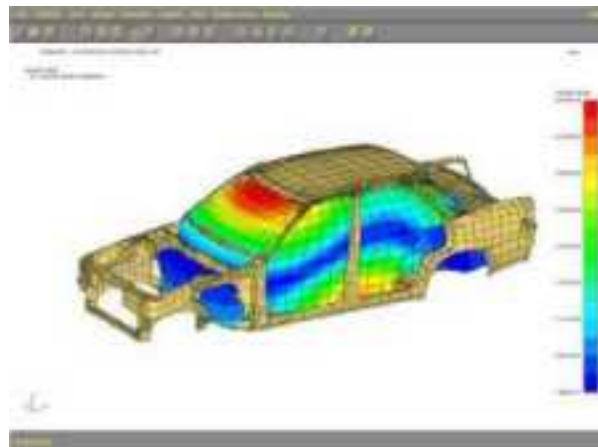


Figura 2.3 - Representação de um problema interior: cabine de automóvel.

- d) Exterior - Um problema exterior consiste em determinar o campo sonoro em um domínio ilimitado do fluido. Frequentemente, campos sonoros exteriores são induzidos pelas vibrações de estruturas abertas ou fechadas, como o ruído radiado por um bloco de motor vibrando, figura 2.4.

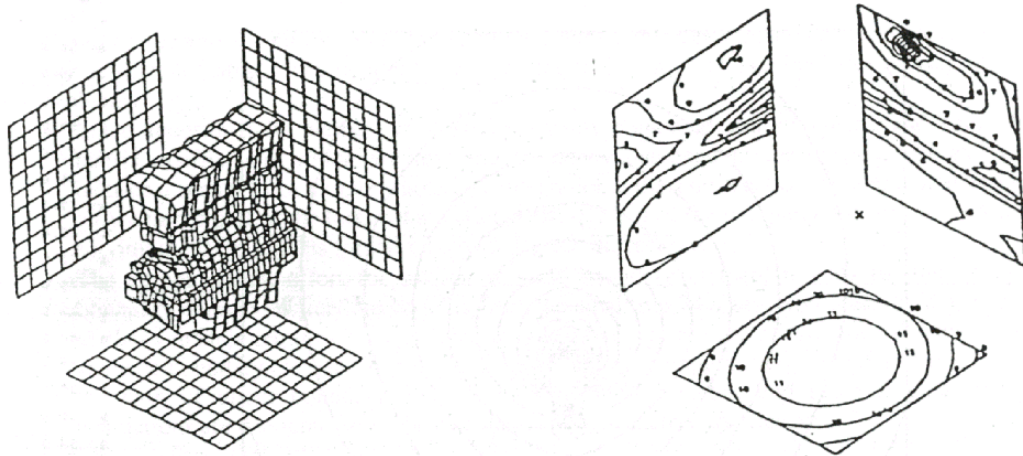


Figura 2.4 - Exemplo de problema exterior, Sas [3].

Um problema interior/exterior combinado consiste em determinar os campos sonoros em ambos os lados de um limite fechado.

- e) Transiente e Harmônico - Um problema transiente consiste em determinar a história no tempo de um campo sonoro devido a uma excitação não-periódica do sistema. No entanto, em muitas aplicações de controle de ruído a excitação acústica tem natureza periódica. Para tais problemas harmônicos, o projeto acústico deve ser limitado à análise das várias componentes de frequência do espectro de resposta acústica em regime estacionário, figura 2.5..

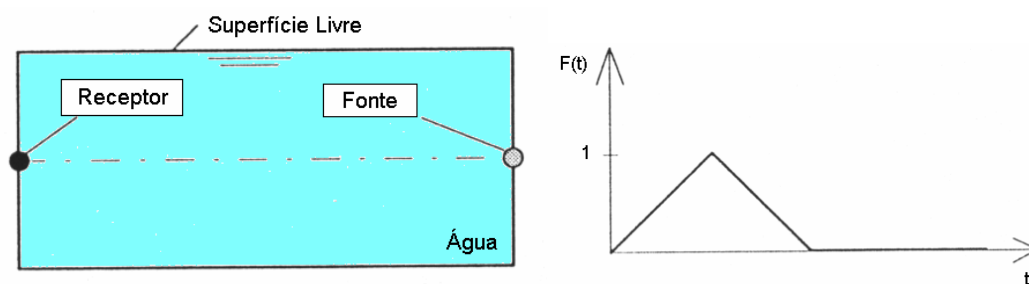


Figura 2.5 – Exemplo problema transiente e a excitação envolvida, Coyette [28]

- f) Espalhamento (do inglês “Scattering”) e Radiação - No problema de espalhamento, o campo sonoro criado por reflexão de uma onda acústica em uma superfície com determinadas características geométricas e acústicas é determinado. No caso de radiação, uma superfície vibrando gera ondas acústicas (interior ou exterior) e o

campo sonoro resultante é determinado. Uma combinação de ambos fenômenos é possível.

Atualmente, várias técnicas de simulação numérica estão disponíveis para tratar os problemas citados anteriormente. No entanto, sua aplicação é limitada, devendo ser feita uma seleção apropriada da técnica em relação ao problema acústico encontrado.

A seguir, serão brevemente comentadas as técnicas de simulação numérica a serem utilizadas neste trabalho (FEM, BEM e SEA), descrevendo ainda alguns trabalhos utilizando tais técnicas no estudo vibro-acústico de estruturas.

2.1.1 – Método de Elementos Finitos.

O Método de Elementos Finitos (FEM) é amplamente utilizado nos tempos atuais, devendo ser ainda mais difundido nos anos que virão, segundo Bathe [4]. A utilização do método para a solução de problemas de engenharia começou com o advento da computação digital, isto é, quando um conjunto de equações algébricas representativas de um dado problema de engenharia puderam ser estabelecidas, e suas soluções encontradas, o que ocorreu a partir do aparecimento de computadores.

A obtenção de informação pertinente à resposta de um sistema em meio a condições impostas é o objetivo da engenharia computacional, Szabó e Babuska [5]. Assim, a resposta para um dado caso obtida com auxílio computacional ajusta-se ao processo de tomada de decisões em engenharia. A figura 2.6 mostra esquema representando o processo de tomada de decisão em engenharia.

A utilização do método de Elementos Finitos não foi restrita à análise de sólidos, estruturas, transferência de calor e fluidos, tendo ainda aplicações em diversas áreas da engenharia. Huebner [6] descreve a aplicação do método em três diferentes categorias dependendo da natureza do problema. A primeira categoria contempla todos os problemas independentes do tempo, englobando a maioria dos problemas em engenharia. A segunda categoria, conhecida por problemas de autovalor, geralmente requer a determinação de frequências naturais e modos de vibração de sólidos e fluidos. Problemas de propagação ou dependentes do tempo são tratados como sendo a terceira categoria de aplicação do método.

Huebner [6] descreve o método como: “Em um problema de *continuum* de qualquer dimensão, a variável de campo possui infinito número de valores por ser função de cada ponto em um corpo ou região de solução. O método de Elementos Finitos reduz o problema a um

número finito de incógnitas por meio da divisão da região de solução ou corpo em elementos e expressando as variáveis de campo desconhecidas em termos de funções de aproximação (funções de interpolação) dentro de cada elemento. As funções de interpolação são definidas em termos dos valores das variáveis de campo em pontos específicos chamados nós ou pontos nodais. Os valores nodais das variáveis de campo e as funções de interpolação para os elementos definem completamente o comportamento das variáveis de campo nos elementos. Assim, a precisão do método está associada não somente à discretização utilizada como também à função de interpolação utilizada.”

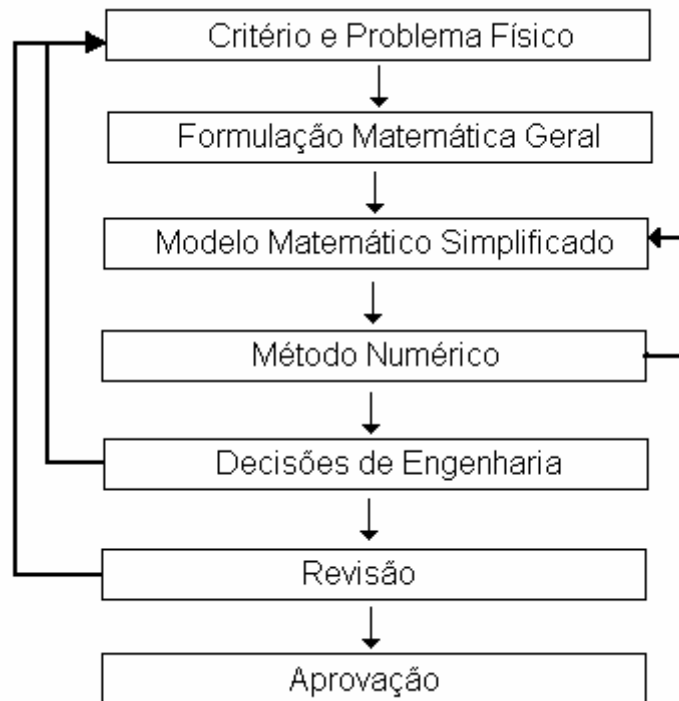


Figura 2.6 – Representação esquemática do processo de tomada de decisões em engenharia.

Para problemas acústicos, Desmet e Sas [3], o domínio do fluido V é discretizado em número de elementos finitos e o campo de pressão p é aproximado por:

$$p(\vec{r}) \approx \sum_{i=1}^n N_i(\vec{r}) \cdot p_i = [N_i] \cdot \{p_i\} \quad (2.1)$$

onde N_i é a função forma nodal associada ao nó i .

Baseado na formulação variacional ou ponderação de resíduos da equação de Helmholtz dada por :

$$\nabla^2 p + k^2 \cdot p = -j \rho_o \omega q \quad (2.2)$$

onde:

∇^2 - operador Laplace

$\omega = 2\pi f$ - frequência circular

q – Velocidade de volume

ρ_o - densidade

k – número de onda

os valores de p_i são obtidos por:

$$([K_a] + j\omega[C_a] - \omega^2[M_a])\{p_i\} = \{F_a\} \quad (2.3)$$

onde:

$[K_a], [M_a]$ - matriz Rigidez e matriz Massa;

$[C_a]$ - Matriz Amortecimento

$[F_a]$ - Vetor Força

Rainer [7] apresenta a utilização do FEM em combinação com diversos métodos experimentais visando a otimização com respeito a distribuição de tensões, ruído irradiado, consumo de óleo e efeitos de cavitação em motores, ratificando a versatilidade de aplicação do método.

2.1.2 – Análise Estatística de Energia.

Método direcionado às altas frequências, a análise estatística de energia (SEA), expressa vibração em termos de energia armazenada, dissipada e transmitida. Segundo De Langhe [8], *análise* denota um procedimento não uma técnica em particular, *estatística* significa que as variáveis e parâmetros são retirados de uma população estatística e por fim, *energia* é a principal variável de interesse.

Um dos princípios de SEA, citado por Lyon e Dejong [9], é que o fluxo de potência médio entre dois grupos de modos dinâmicos é proporcional à diferença de energia modal média, o que possibilita a análise da resposta dinâmica de um sistema com diversos modos em uma faixa de frequência dividindo os modos em sub-sistemas e utilizando a equação de balanço de energia. A figura 2.7 mostra esquematicamente o balanço de energia para dois sub-sistemas,

onde P é a potência de entrada média no tempo, E_i é a energia, η_i é fator de perda por amortecimento e η_{ij} é o fator de perda por acoplamento.

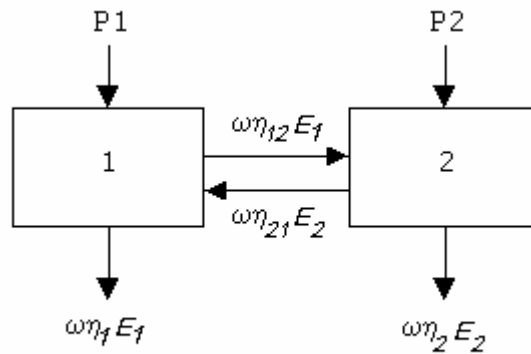


Figura 2.7 – Balanço de energia em SEA

Lyon e Dejong [9] descrevem um procedimento em SEA como tendo três etapas:

- a) Definição do modelo do sistema – Um modelo SEA baseia-se em balanço de energia e fluxo de potência entre grupos de modos naturais em um sistema. Assim, um sistema complexo é modelado como um conjunto de grupos de modos acoplados, que são associados aos componentes físicos de um sistema. O procedimento engloba:
 - a divisão do sistema em componentes físicos de tamanhos adequados, combinando os modos naturais de cada componente em grupos (sub-sistemas) com características semelhantes;
 - Definição física do acoplamento entre sub-sistemas;
 - Definição da excitação externa a qual estará sujeito o sistema em estudo.
- b) Avaliação dos parâmetros do modelo – Após definido o modelo SEA, a avaliação dos parâmetros se faz necessária. Os parâmetros para cada sub-sistema são: densidade modal; separação entre modos; Fator de perda (*damping loss factor*); fator de perda por acoplamento (*coupling loss factor*) e potência de entrada.
- c) Avaliação das variáveis de resposta – Variáveis de resposta como aceleração e pressão sonora podem ser obtidas das energias dos sub-sistemas.

Com utilização propícia a faixas de frequências mais elevadas onde maior densidade modal pode ser observada, a SEA tem sido amplamente utilizada em diversas áreas de engenharia. Platten [10] mostra a utilização de SEA para transmissão de ruído e vibração em aeronaves com motores turbo-propulsores. Craik [11] apresenta utilização de SEA para transmissão de ruído em edifícios.

A indústria automobilística tem utilizado SEA como ferramenta para desenvolvimento de produtos. Venor et al [12] aplicaram SEA para prever ruído transmitido via ar (*air borne noise*), estrutura (*structure borne noise*), pressão sonora em altas frequências e vibração em um automóvel. Um modelo contendo tantos caminhos para radiação sonora quanto possível foi elaborado contendo placas, cilindros, cavidades, junções, etc e utilizando dados experimentais para fator de perda por acoplamento. Contendo 600 subsistemas e 2200 conexões o modelo foi validado em três etapas: estudo da contribuição relativa das diferentes fontes de ruído, correlação com fontes de ruído transmitindo via ar e, por fim, via estrutura. A primeira etapa, decomposição das fontes de ruído, foi feita instrumentando um automóvel com acelerômetros e microfones estrategicamente posicionados, segundo os autores. A figura 2.8 apresenta a decomposição do ruído. A correlação do ruído transmitido via ar foi obtida comparando a contribuição no nível global de ruído medido oriundo do pneumático, comumente chamado de pneu, com aquele predito pelo modelo usando o ruído do pneumático como dado de entrada. Alguns pesquisadores afirmam obter níveis de ruído para automóveis idênticos com discrepância de ± 5 dB. Assim, a figura 2.9 mostra os dados para correlação de ruído transmitido via ar dentro dos limites em dB. Figura 2.10 mostra os resultados para correlação ruído transmitido via estrutura. O modelo do veículo foi totalmente validado apresentando níveis preditos com variação inferior a 6dB. Venor et al [12] consideraram SEA como uma ferramenta efetiva para modelagem em altas frequências.

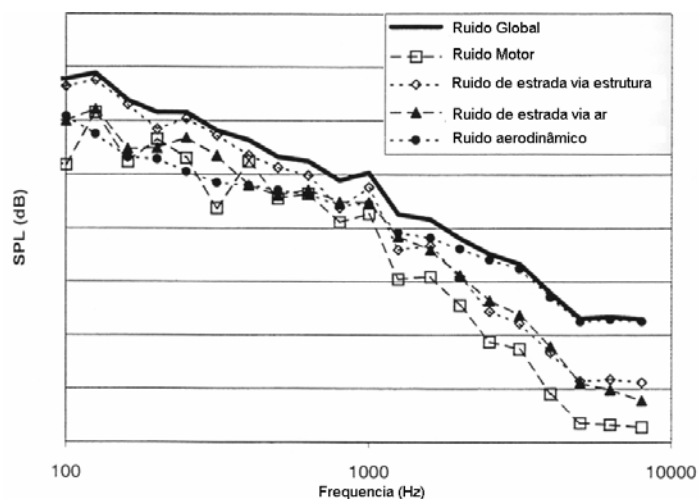


Figura 2.8 – Decomposição de fontes de ruído.

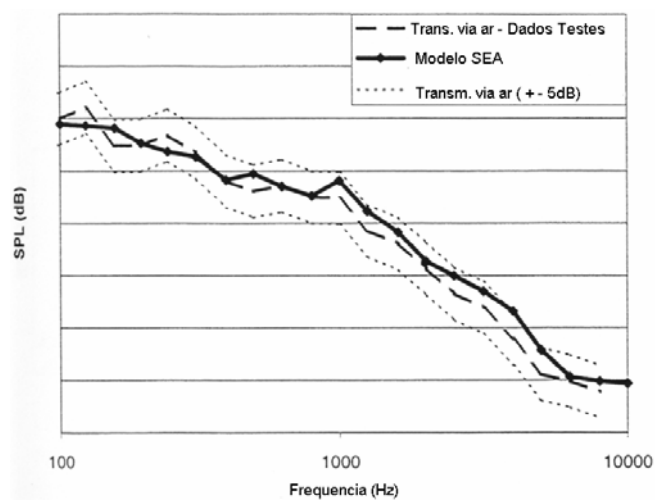


Figura 2.9 – Correlação ruído via ar.

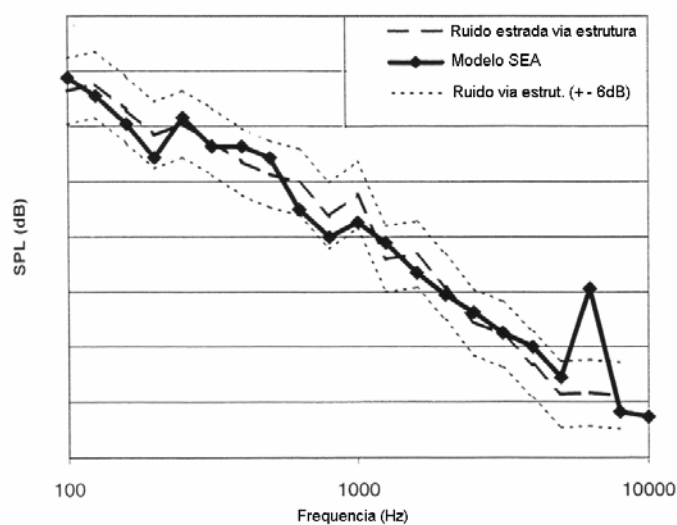


Figura 2.10 – Correlação ruído via estrutura

Onsay et al [58] apresentam o processo de modelagem utilizando SEA para um carro de categoria luxo. O modelo obtido, extremamente detalhado (incluindo painéis, vidros, cavidades, portas, estruturas, etc.), foi validado utilizando testes em dinamômetro com um automóvel usado como referência e foi criado usando a topologia do automóvel de referência. A figura 2.11 apresenta a seqüência utilizada para sua criação. Validado, considerando ruído pneumático/estrada transmitido via ar (air-borne) e ruído de motor, tal modelo será utilizado na otimização da próxima geração do automóvel.



A) Estrutura



B) Piso



C) Vidros, Teto e outros



d) Assentos, instrumentos e portas



e) Cavidades acústicas



f) Espaços exteriores



g) Junções



h) Trat. Acústico, revestimentos

Figura 2.11 – Etapas na modelagem detalhada de um automóvel.

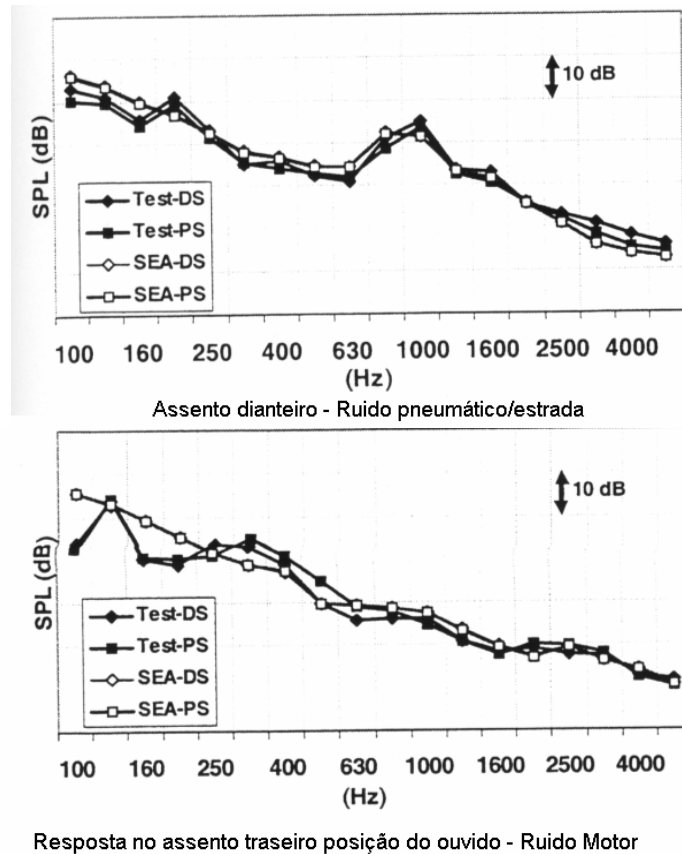


Figura 2.12 – Validação do modelo.

2.1.3 – Método de Elementos de Contorno

Baseado na formulação da integral de contorno direta ou indireta de um dado problema, Brebbia et al [56], o método de elementos de contorno tornou-se uma alternativa para diversos tipos de problemas de engenharia, sobretudo aqueles envolvendo domínios sem fronteiras. O procedimento do método é constituído de duas etapas, cita Desmet and Sas [3]: determinação da distribuição das variáveis de contorno e obtenção das variáveis de campo em qualquer ponto do *continuum* por meio da formulação da integral de contorno, utilizando os resultados da primeira etapa para superfície de contorno.

Para a solução de um problema acústico, a formulação direta da integral de contorno relaciona a pressão em qualquer ponto de um campo acústico e a distribuição de velocidade normal em uma superfície fechada do domínio. Para um problema exterior com superfície fechada, a pressão $p(\vec{r})$ em qualquer ponto de um campo acústico sem fronteiras do domínio V é expressa por:

$$C(\vec{r}).p(\vec{r}) = \int_{\Omega_a} [p(\vec{r}_a) \cdot \frac{\partial G(\vec{r}, \vec{r}_a)}{\partial n} + j\rho_0 \omega v_n(\vec{r}_a) \cdot G(\vec{r}, \vec{r}_a)] \cdot d\Omega(\vec{r}_a) \quad (2.4)$$

onde $p(\vec{r}_a)$ e $v_n(\vec{r}_a)$ são a pressão e a distribuição de velocidade normal na fronteira da superfície fechada Ω_a ; $G(\vec{r}, \vec{r}_a)$ é a função Kernel de Green que representa a pressão em campo livre no ponto \vec{r} devido a uma fonte pontual acústica \vec{r}_a ; $C(\vec{r})$ é um coeficiente que representa o ângulo sólido exterior da superfície fechada Ω_a na posição \vec{r} .

Problemas chamados de exteriores com superfícies abertas ou ainda problemas combinados (exterior/interior) podem ser formulados utilizando a formulação indireta:

$$p(\vec{r}) = \int [\mu(\vec{r}_a) \cdot \frac{\partial G(\vec{r}, \vec{r}_a)}{\partial n} - \sigma(\vec{r}_a) \cdot G(\vec{r}, \vec{r}_a)] \cdot d\Omega(\vec{r}_a), \quad (\vec{r}_a \in V \setminus \Omega_a) \quad (2.5)$$

onde $\sigma(\vec{r}_a)$ é a camada potencial simples (“*single potential layer*”) e $\mu(\vec{r}_a)$ a camada dupla (“*double potential layer*”) na superfície Ω_a .

A utilização do método de elementos de contorno, em adição a outros métodos, é amplamente aplicada a problemas vibro-acústicos. Coyette [13] aplica os métodos FEM e BEM para predição do comportamento vibro-acústico de painéis multi-camadas utilizados vastamente como sistema de isolamento na indústria automobilística. O sistema em questão foi uma placa quadrada formada por três camadas (metal, material poroso e material mais pesado), figura 2.13. Um carregamento em unidade de pressão foi aplicado à parte inferior do sistema e a resposta foi obtida na faixa de frequência de 100-1000Hz. O deslocamento, na camada mais pesada, foi utilizado como condição de contorno para o método de elementos de contorno na obtenção da perda por transmissão (*Transmission Loss*). Soeiro [32] utiliza os métodos de Elementos Finitos e Elementos de Contorno em estudo acústico de caixas de engrenagem, figura 2.14.

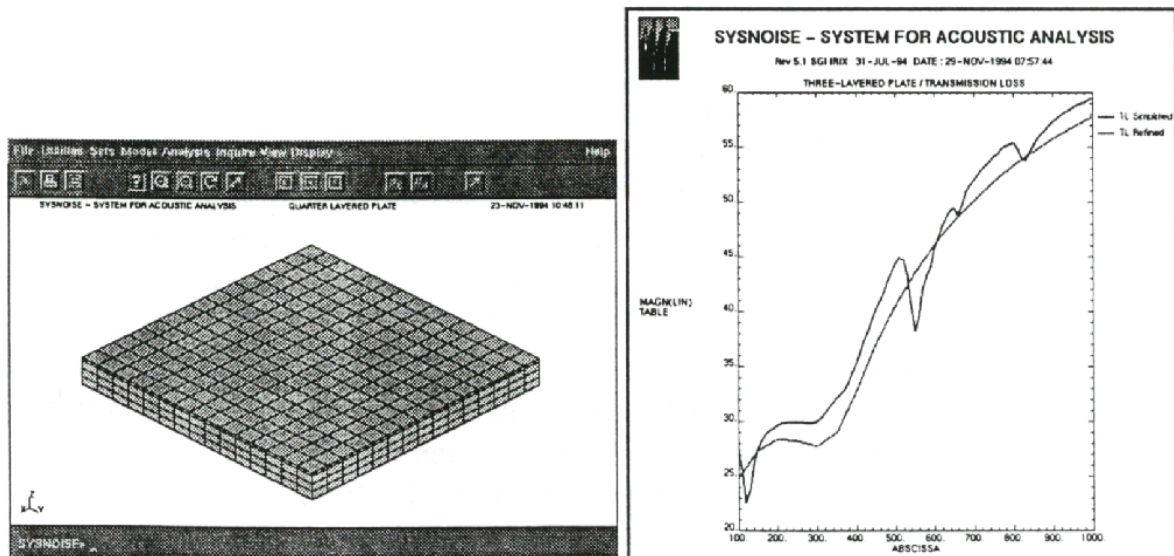


Figura 2.13 – Malha utilizada e transmission loss predito.

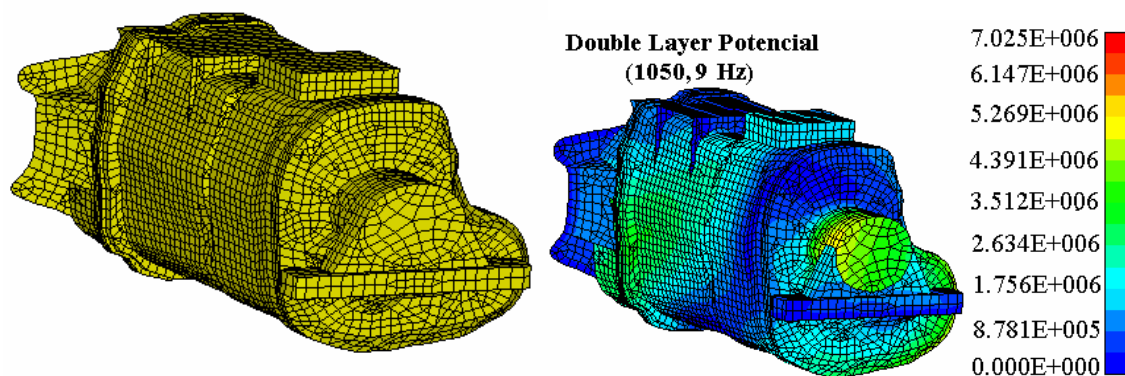


Figura 2.14 – Modelo e resultado obtido em estudo com caixas de engrenagem

2.2 – Métodos experimentais

A utilização de ferramentas numéricas para uma análise vibro-acústica constitui um grande avanço tecnológico. No entanto, para que se produzam resultados corretos, a validação dos modelos criados é obrigatória, enfatizando assim a importância dos métodos experimentais existentes, amplamente discutidos e comprovados.

Diversos são os métodos experimentais utilizados e conhecidos em um estudo vibro-acústico. Ewins [14] descreve a teoria e fornece dados e dicas para desenvolvimento da análise modal experimental, a qual fornece o comportamento dinâmico de estruturas,

utilizando excitadores eletrodinâmicos ou martelos e transdutores de aceleração (acelerômetros).

Soeiro et al [26] utilizam a análise modal experimental para validar o modelo criado com o método de elementos finitos. O objetivo do trabalho consistiu em determinar as vibrações mecânicas de origem eletromagnética em um motor elétrico utilizando o método de elementos finitos e procedimentos experimentais. O erro médio nas frequências obtido para a comparação dos resultados numéricos com experimental para os seis primeiros modos de vibração (primeiro modo próximo a 1kHz e sexto modo próximo a 2kHz) foi de 6,03%.

Fahy [15] apresenta o método de intensidade acústica utilizando dois microfones, as limitações e erros envolvidos no método. Silva et al [16] mostra a utilização do método de intensidade acústica utilizando dois microfones para realização de análise modal em um bloco de motor. O bloco de motor foi excitado, utilizando ruído branco em faixa de 400 a 20 kHz, em uma câmara anecóica e medições de intensidade foram realizadas em vários pontos. Os resultados obtidos comparados com a metodologia convencional, utilizando acelerômetro, foram bons segundo os autores. Silva et al [16] afirmam que, para se terem bons resultados, é primordial que as medições de intensidade sonora sejam realizadas com largura de banda estreita e constante.

A utilização de intensidade sonora para obtenção dos modos de deflexão de operação (do inglês “*Operating Deflection Shape*”) em painéis é mostrado por Yang et al [27], onde medições com intensidade acústica e um acelerômetro foram realizadas. Os resultados obtidos mostram discordância com a velocidade de vibração medida na placa circular estudada, sendo que os autores atribuem à atenuação em amplitude tais discrepâncias nos resultados. No entanto, os autores ainda acreditam poder utilizar intensidade acústica para obtenção dos modos de deflexão de operação.

2.3 – Motores de combustão interna

2.3.1 – Histórico e características de operação

O primeiro registro de um motor de combustão interna data de 1678 e foi criado por Christiaan Huygens; no entanto segundo Encarta [1], tal motor não chegou a ser fabricado. O motor utilizaria pólvora como combustível. Anos mais tarde, em 1860, Étienne Lenoir construiu o primeiro motor de combustão interna utilizando gás. Em 1866, dois engenheiros alemães, Eugen Langen e Nikolaus August Otto, desenvolveram um motor a gás mais eficiente

e, em 1876, o mesmo Otto construía um motor de quatro ciclos, que viria a ser um protótipo dos chamados motores de ciclo Otto, largamente utilizados atualmente. Em 1892, Rudolf Diesel apresentava um motor cuja ignição acontecia por compressão deando origem ao motor Diesel, que é extremamente utilizado nos dias de hoje em transporte (caminhões, navios, locomotivas), equipamentos de construção, geração de energia, etc.

A seguir será apresentado, em caráter ilustrativo, o processo de combustão para os ciclos Otto e Diesel, no qual são geradas as forças que excitam o motor provocando ruído. Tal entendimento é importante para a definição das forças de excitação em estudo vibro-acústico de motores.

2.3.1.1 – Motor ciclo Otto

O motor de quatro tempos, ciclo Otto, utiliza uma mistura vapor de combustível/ ar para explosão. Uma faísca elétrica (ignição) dá origem a explosões que são extraordinariamente violentas. Os processos que caracterizam este ciclo de 4 tempos são:

- a) Admissão – O pistão, que se encontra no ponto morto superior (PMS), começa a descer e neste instante, abre-se a válvula de admissão. Os gases que estão no coletor de admissão, são aspirados enchendo o cilindro até que a válvula se feche, quando o pistão chega ao ponto morto inferior (PMI).
- b) Compressão – Neste tempo, o pistão que se encontra no PMI sobe ao PMS, mantendo-se fechadas as válvulas. Os gases são comprimidos até encher somente o espaço que resta entre a face superior do pistão em seu PMS e a parede do cabeçote. Este espaço se chama câmara de combustão, ou de compressão. Por ter-se comprimido, a mistura quando ocupa a câmara de combustão está mais quente do que ao entrar no cilindro, o que facilita a explosão, a qual vai realizar-se logo em seguida.
- c) Explosão - No momento em que os gases se encontram fortemente comprimidos na câmara de combustão, uma faísca é lançada pela vela inflamando-os; a força da explosão lança o pistão do PMS ao PMI, transmitindo-se pela biela à árvore de manivelas e conseqüentemente ao volante. Durante o curso do pistão na explosão, as duas válvulas permaneceram fechadas e a árvore de manivelas efetua uma terceira meia-volta.
- d) Escape - Ao iniciar esta etapa, o pistão está em seu PMI; a válvula de escape se abre, e o pistão, ao subir, empurra os gases queimados, expulsando-os para o exterior pelo cano de escape. Quando o pistão alcança o PMS, a válvula de escape fecha-se.

A figura 2.15 apresenta os ciclos acima descritos.

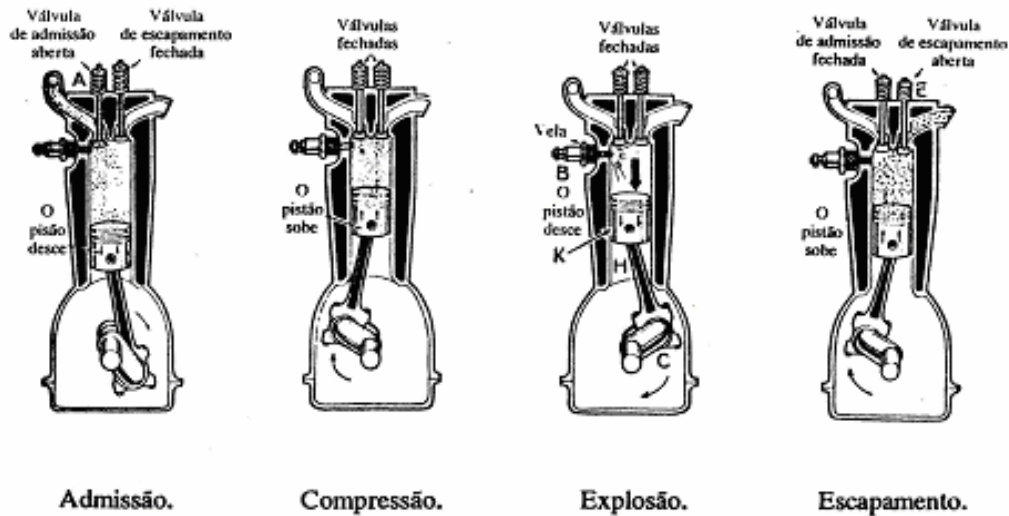


Figura 2.15 - Ciclos motor Otto

2.3.1.2 – Motor ciclo Diesel

Assim como o motor a gasolina, o motor Diesel também é um motor de combustão interna. No entanto, no motor a Diesel a combustão não é iniciada por meio de faísca oriunda da vela. A ignição ou explosão ocorre quando o combustível, pulverizado e vaporizado, encontra o ar comprimido a uma elevada temperatura. Os processos de um motor Diesel, apresentados na figura 2.16, são:

- Admissão - Abre-se a válvula de entrada de ar no cilindro. O pistão ao baixar, aspira o ar do coletor de admissão de modo que o cilindro fique cheio de ar puro.
- Compressão - Ao subir o pistão, o ar é comprimido até que fique reduzido a um volume de 12 a 22 vezes menor, aquecendo o ar a temperaturas acima de 500° C.
- Explosão - Pelo injetor penetra no cilindro um pequeno jato de óleo. Dadas a grande pressão de entrada e a forma do injetor, o óleo se pulverizase vaporizando e em contato com o ar a uma elevada temperatura, se inflama.
- Escape - Abre-se a válvula de escape lançando ao ar livre os gases residuais da combustão.

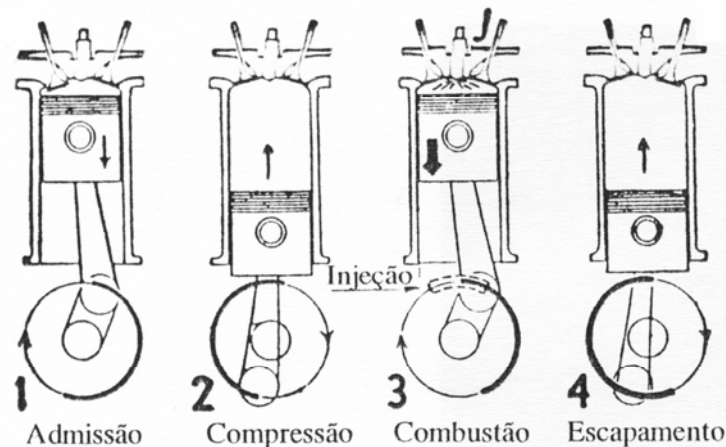


Figura 2.16 - Ciclos motor Diesel.

2.3.2 - Comportamento acústico do motor Diesel

Em um motor Diesel, as forças de excitação predominantes se originam na combustão e se transmitem por meio de duas trajetórias principais que são: via mecanismo biela-manivela até os mancais e também via pistões / camisa, como é o caso do “piston slap”, onde o pistão colide com a camisa provocando ruído, figura 2.17.

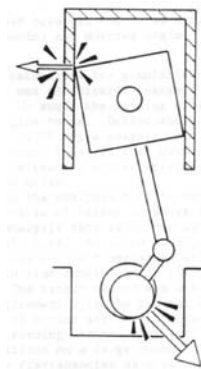


Figura 2.17 – Excitações em motor Diesel

Segundo Agren et al [17], a trajetória de transmissão de forças de excitação que utiliza o mecanismo biela-manivela produz contribuição 13 dB maior que aquela oriunda do impacto do pistão à camisa, causando vibrações de flexão axial além de vibrações torcionais originando radiação sonora nas saias, figura 2.18.

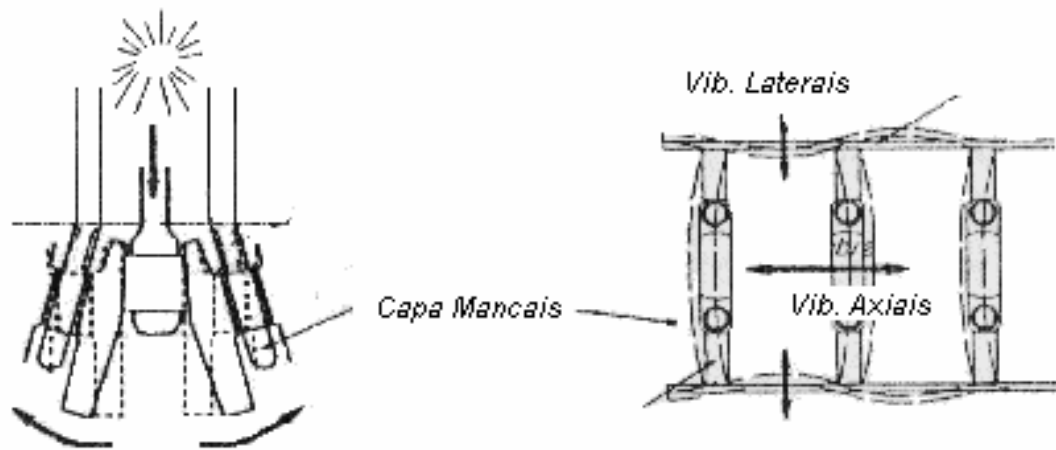


Figura 2.18 - Vibrações nas saias e mancais de motor Diesel

A figura 2.19 mostra diversos tipos distintos de blocos de motores avaliados por Agren et al [17] em um estudo de redução sonora em motores utilizando enrijecedores internos como “Bedplate”, “ladder frame” e “bearing beams”. Neste estudo, que utilizou técnicas experimentais como intensidade acústica, medição de vibração dentre outras, os autores afirmam que os blocos chamados de “short skirt” (saia curta) e “Deep skirt” (saia profunda) possuem uma excitação lateral nas paredes do motor (região inferior) bastante eficiente e ainda que outros modelos possuem características bastante peculiares para redução de ruído, descritas por:

- a) “Bedplate” – construções onde capas dos mancais e saias são conectadas. Podendo ser confeccionado de diversas formas e materiais, o “Bedplate” diminui a vibração nos mancais. Devido à mudança das características da região, quando de sua inclusão, há deslocamento das frequências naturais. Ainda assim, alguma energia é transferida à parede do motor.
- b) “Bearing beams”- Aparafusados às capas dos mancais ou integradas a elas, esta opção possibilita redução de 1 a 4 dB quando utilizando blocos do tipo “short” ou “deep skirt”.
- c) “Ladder frame” – Permite redução de 1 a 5,5 dB, sendo mais significativa em blocos tipo “deep skirt”.

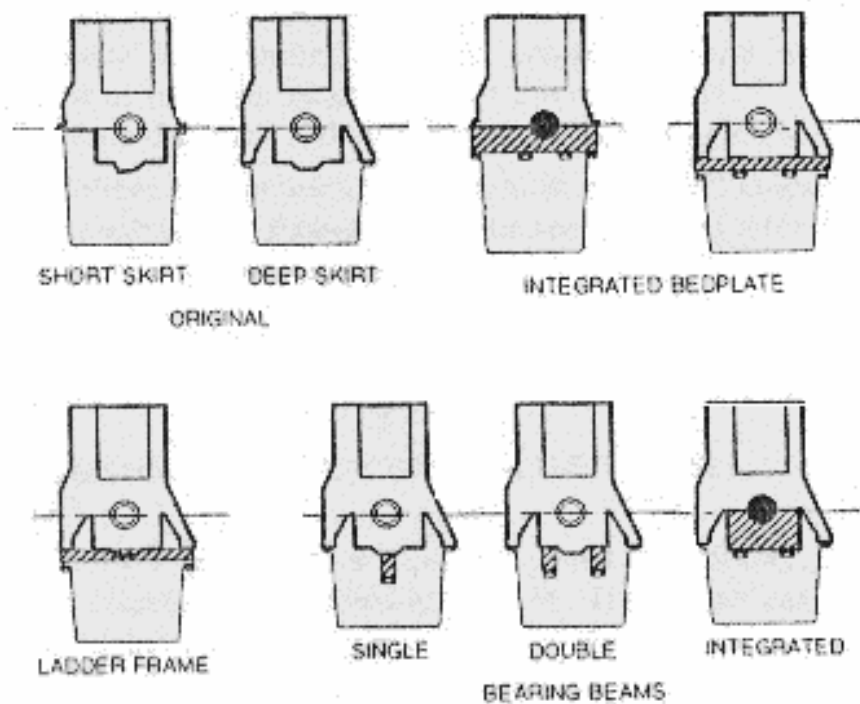


Figura 2.19 - Tipos de bloco de motor.

As forças de gás, ou de combustão, aparecem a partir das componentes de frequência de pressão do cilindro. Pequenas mudanças na forma do diagrama de pressão, que forneçam consequências negligenciáveis à potência de saída de um motor, podem significar alta emissão de ruído. Para Grover e Lalor [18] a melhor representação de um diagrama de pressão acontece por meio de um espectro de frequência, no qual é possível identificar três regiões básicas. A primeira região, região de baixa frequência, abrange o pico do ciclo de gás, determinado pelo pico de pressão no cilindro; a segunda região caracteriza-se por um decréscimo de pressão. Já a terceira região é composta por um pico de pressão influenciada pelo início da combustão.

Outras forças de excitação são as forças mecânicas, que possuem espectro de força com forma similar ao espectro de combustão, porém geralmente com menor amplitude.

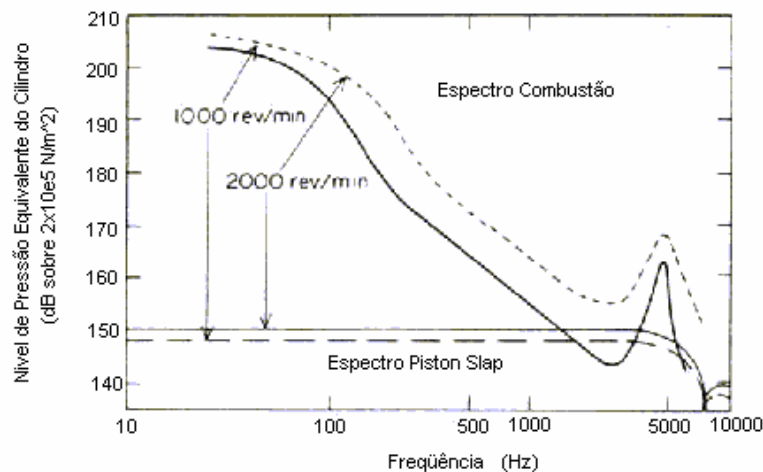


Figura 2.20 - Espectro de frequência

De todos os impactos que ocorrem em um motor em funcionamento, segundo Glover e Lalor [18], o “*piston slap*” é o mais importante devido à alta massa do pistão e folgas relativamente grandes nos cilindros. Embora as forças de impacto que ocorrem como resultado desta ação no motor funcionando não possam ser medidas diretamente, níveis teóricos estimados podem ser extraídos por meio de parâmetros conhecidos. Os autores citam ainda que o controle de emissão de ruído pode ser feito sob diversas maneiras: redução de forças de excitação (reduzindo folgas, melhorando combustão, etc.), minimização da radiação acústica de superfícies como coberturas de válvulas, dentre outras.

Busch et al [19] avaliaram a influência de características de projeto em ruído e vibração de um bloco de motor utilizando técnicas experimentais e numéricas. A um bloco de 4 cilindros foram aplicadas excitações por meio de um martelo em pontos específicos: camisa e mancal principal. A excitação na camisa foi aplicada visando simular excitação por combustão e “*pistons slap*”. Acreditando serem os mancais principais os mais importantes pontos de excitação em motor e, mais especificamente, o mancal principal número 4, o qual graças à influência do volante (flexibilidade e carregamento) apresenta maior contribuição, os autores aplicaram excitações tri-axiais visando utilização do método de simulação de forças de operação, o qual consiste em calcular o espectro de ruído, considerando excitações reais do motor em funcionamento a partir dos resultados dos testes de impacto.

Busch et al [19] utilizaram no trabalho métodos como: Rayleigh – que em conjunto com o método de elementos finitos produz bons resultados especialmente quando se está em fase inicial de projeto não tendo a estrutura em estudo sido fabricada; Método de elementos de contorno – adequado para cálculo de valores absolutos para ruído irradiado mas demandando,

no entanto, tempo de computação elevado; Método de elementos finitos – utilizado na obtenção de características dinâmicas de estruturas.

Os autores puderam concluir que projetos utilizando “*open deck*” apresentam desvantagens em relação a ruído e vibração, o que pode ser compensado em parte, pela cabeça do cilindro. A figura 2.21 apresenta os tipos de blocos analisados e os resultados obtidos. A figura apresenta espectros de frequência com algumas frequências realçadas e com sua respectiva forma modal

Estorff et al [20] compararam os métodos Rayleigh e BEM (Método de Elementos de Contorno) no estudo da radiação sonora de um bloco de motor e concluíram que o método de Rayleigh pode fornecer resultados próximos aos obtidos utilizando BEM. No entanto, para que isto ocorra, é necessário que a superfície vibrante seja quase plana e o ponto para obtenção da pressão acústica não seja próximo dos cantos do sistema. A obtenção de diretividade não pode ser feita pelo método de Rayleigh. Para a utilização do BEM, os autores modelaram dois blocos de motor com características distintas utilizando velocidade de superfície calculada por método de elementos finitos para excitação acústica em faixa de frequência de 1 a 3244,4 Hz. Eles concluíram que o método apresenta muito bons resultados em toda a faixa de frequência.

A utilização de métodos numéricos e experimentais para estudos de radiação acústica foi abordada também por Viersbach et al [21]. Um modelo em elementos finitos representando um bloco de motor foi criado e utilizando ainda dados experimentais como condições de contorno pôde-se obter o comportamento acústico do bloco com resultados muito satisfatórios, segundo os autores.

A figura 2.22 apresenta resultados de análise numérica – métodos de elementos finitos/ elementos de contorno - utilizados por Rainer et al [22] para o estudo de radiação sonora em bloco de motor. Este trabalho apresenta uma metodologia para obtenção de ruído transmitido via estrutura bem como via ar. No caso específico de ruído transmitido via estrutura, o procedimento consistiu em criar modelo em elementos finitos, realizar análise estática, análise modal numérica e vibração forçada. Para o cálculo das velocidades de superfície, a excitação foi feita nos cilindros considerando faixa de frequência de 500 a 3kHz. Para o estudo do ruído irradiado via ar, o método de elementos de contorno (software comercial) foi também utilizado. Os resultados indicam a redução do ruído irradiado quando utilizado o “*ladder frame*”.

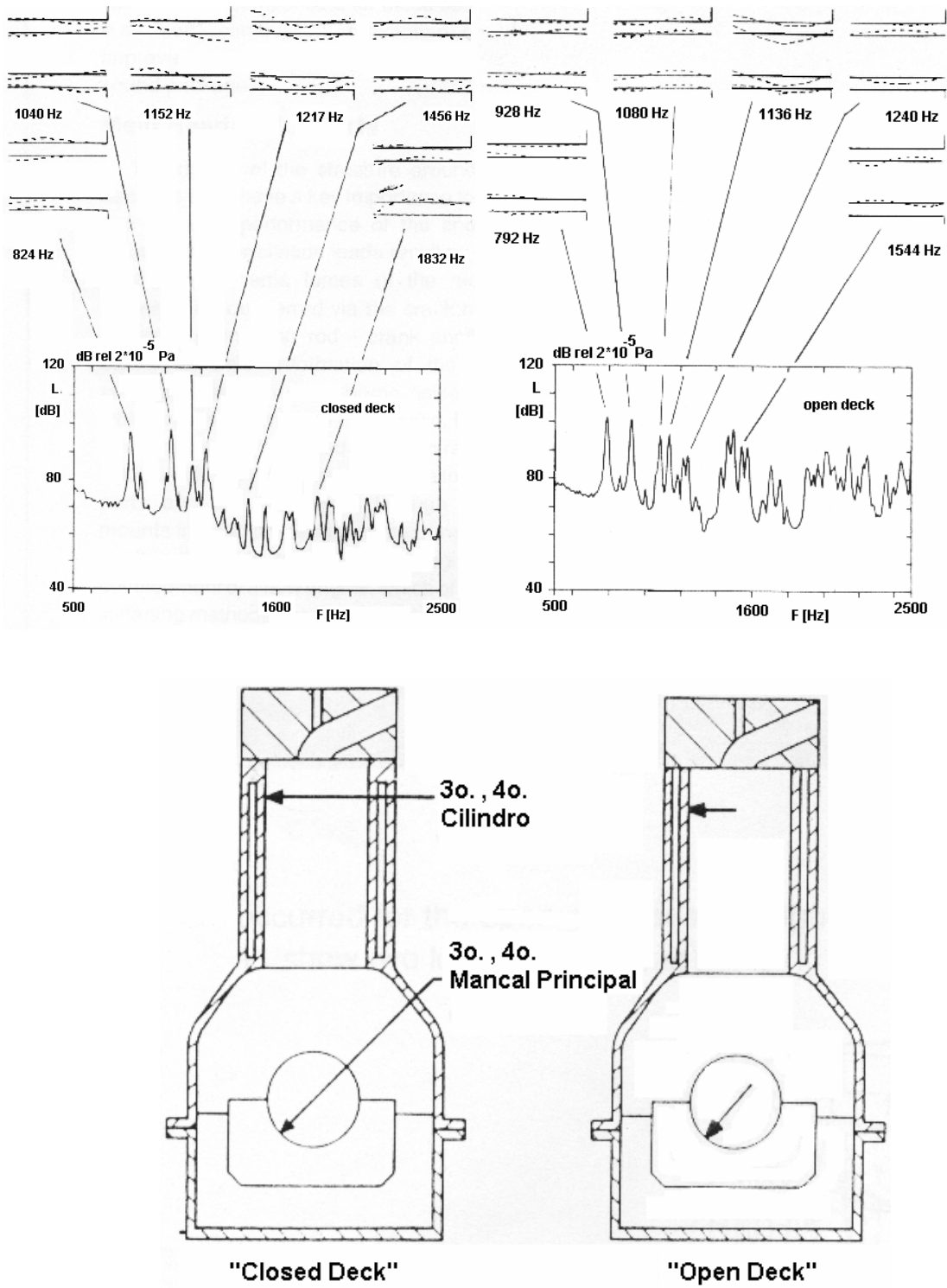


Figura 2.21 – Resultados obtidos e blocos tipo “open/closed deck”

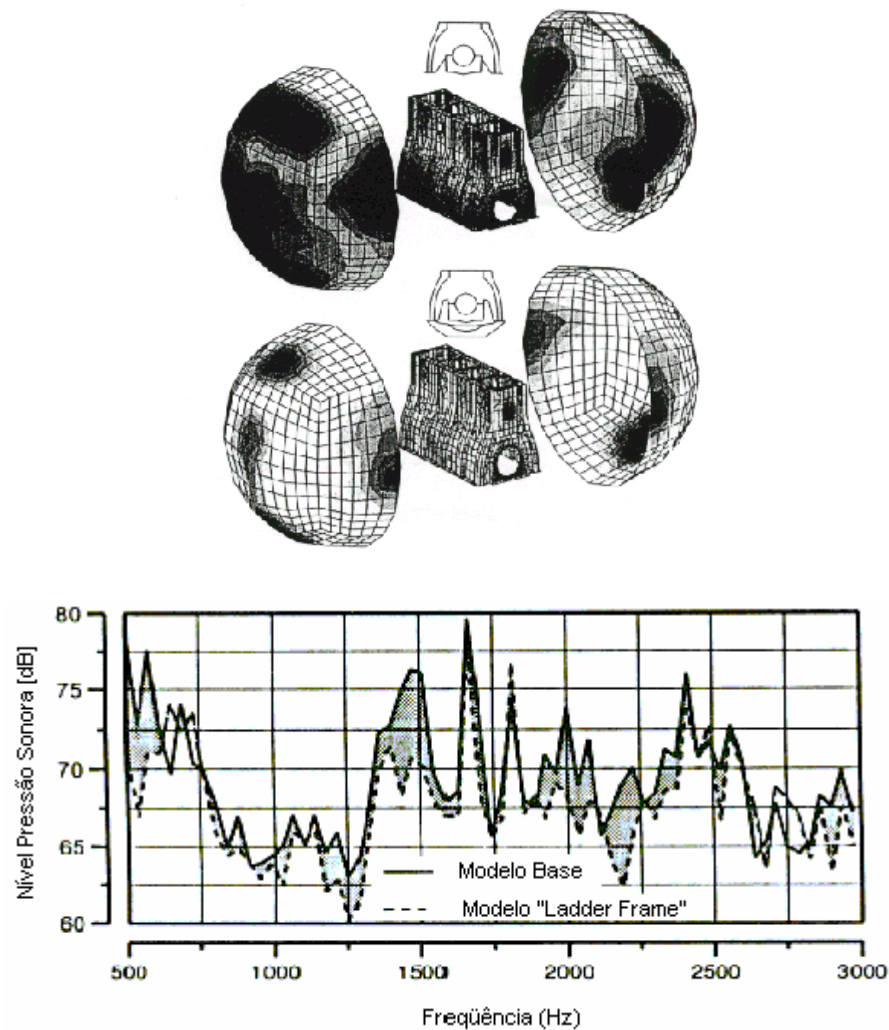


Figura 2.22 – Resultados para ruído transmitido via estrutura e via ar.

Considerando o Método de Elementos Finitos uma ferramenta largamente utilizada, Lalor [29] apresentou trabalho analisando técnicas de otimização do método em blocos de motor diesel. Neste trabalho, um modelo de bloco pôde ser otimizado com sucesso para mínimo ruído utilizando elementos de placa.

Elementos de placa foram utilizados também por Sohn et al [30] em estudo de vibração de motores de combustão interna. O bloco de motor foi modelado em elementos finitos com três componentes e cada componente com diversos sub-componentes utilizando elementos de placa triangulares e também elementos de placa quadrilaterais, como mostra a figura 2.23. Os resultados para análises forçada, a partir de estimativas de forças de excitação, foram comparados com dados experimentais fornecendo bons resultados, validando assim o modelo de elementos finitos. A figura 2.24 mostra a comparação de dados experimentais e numéricos obtidos.

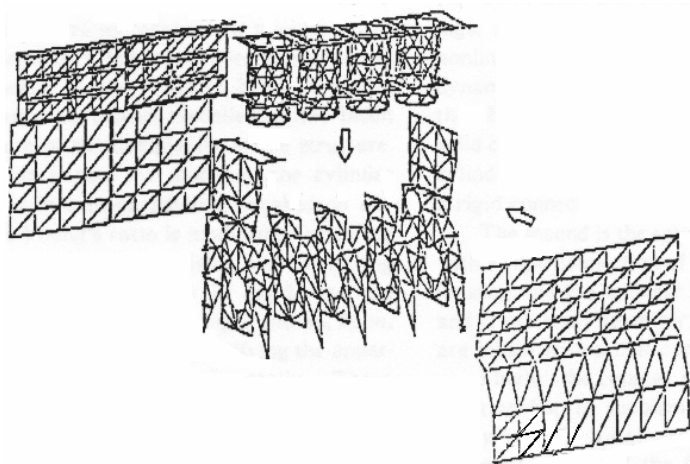


Figura 2.23 – Modelo utilizado por Sohn et al [30].

	Modo	Frequência (Hz)	
		Exp.	Anal.
1	1o. Torsional árvore manivela	268.2	285.9
2	1o. Torsional Bloco	556.9	511.9
3	1o. Flexão Bloco	667.9	665.8
4	Flexão alta-ordem árvore manivela	990.9	1032.2

Exp.	Forma Modal em pico No. 2	Anal.
------	---------------------------	-------



Exp.	Forma Modal em pico No. 3	Anal.
------	---------------------------	-------

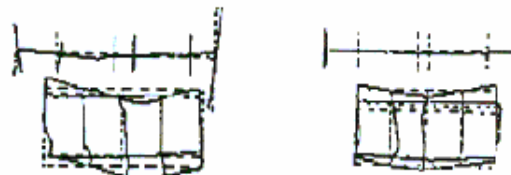


Figura 2.24 – Comparação dados numéricos e experimentais.

Turner et al [31] utilizaram o método de elementos finitos para investigar o comportamento vibratório de um bloco de motor. Utilizando simetria, o modelo foi construído utilizando elementos de placa em adição a elementos de viga. Os modos de vibração foram

obtidos e comparados a dados experimentais apresentando boa concordância em frequência e forma modal como mostra a figura 2.25.

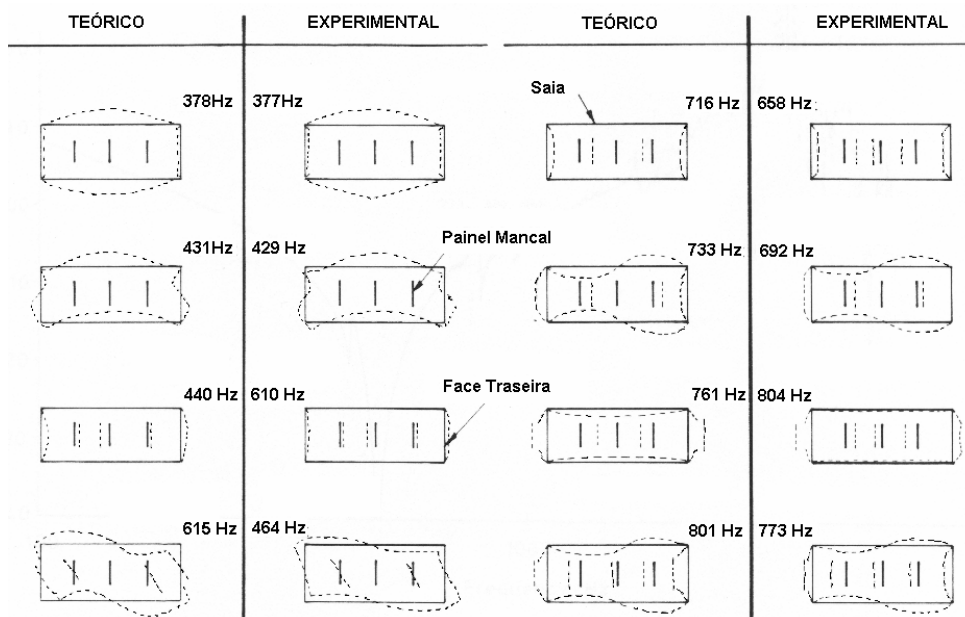


Figura 2.25 – Comparação resultados de frequência e forma modal em bloco de motor.

Papez e Birth [33] apresentaram um trabalho com análise estática e dinâmica utilizando elementos Finitos, cujos resultados foram comparados a dados obtidos experimentalmente. O objeto de estudo foi um bloco de motor de 4 cilindros refrigerado a água modelado com elementos de placa. Segundo os autores, a utilização de tal tipo de elemento se faz possível uma vez que a espessura das paredes, se comparada às dimensões gerais do bloco, são pequenas. Elementos de viga foram também utilizados, caracterizando reforçadores. A figura 2.26 mostra, além do modelo completo, algumas partes do mesmo.

Papez e Birth [33] avaliaram ainda as frequências naturais obtidas numérica e experimentalmente, tabela 2.1. Os resultados obtidos, com exceção do modo número dois, foram considerados muito bons enfatizando assim, a boa concordância de dados.

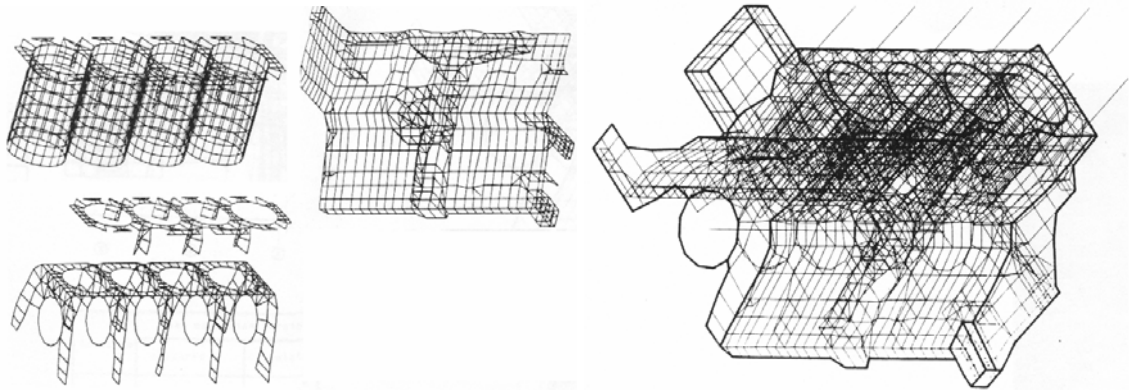


Figura 2.26 – Modelo global e de partes do bloco de motor utilizando elementos de placa e viga.

Tabela 2.1 - Frequências naturais calculadas e medidas.

Modo	Calculada	Medida	Observações
1	630.6	635	Frequência de Torção
2	828.6	1010	Frequência de Flexão
3	962.3	-	
4	994.5	-	Vibração dos Mancais
5	1036.4	-	
6	1072.6	-	
7	1109.1	-	
8	1265.6	1150	
9	1366.0	1355	
10	1421.2	1425	
11	1601.8	1560	
12	1683.1	1705	
13	1756.4	1785	
14	1764.3	-	
15	2209.3	-	

Mesclando diversos tipos de elementos (sólido, placa e viga) no modelo representativo de um bloco de motor diesel, Brandeis et al [34] realizaram estudo de ruído acústico devido a excitação nos mancais. Com graus de concordância elevados entre dados numéricos e experimentais, os autores puderam avaliar diversos tipos de modificação no bloco por aumento

de rigidez com relação ao comportamento acústico. A figura 2.27 mostra a comparação efetuada pelos autores entre dados experimentais e numéricos

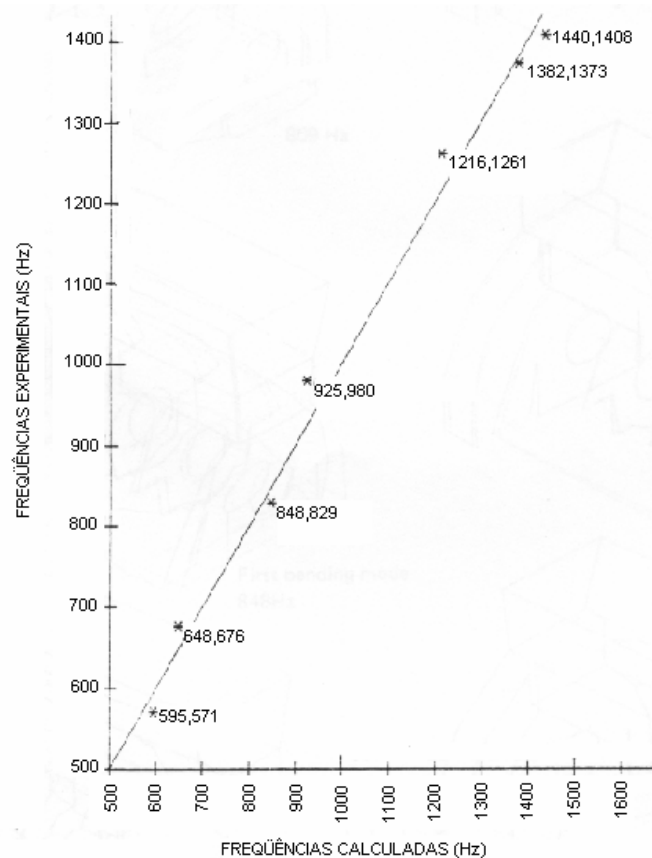


Figura 2.27 – Correlação entre frequências naturais calculadas e medidas.

2.4 – Considerações preliminares

De acordo com as informações obtidas na revisão bibliográfica, pode-se concluir que:

- Os métodos numéricos, desde que utilizados adequadamente ao problema em questão, fornecem resultados coerentes e com boa precisão;
- A utilização do método de elementos finitos em estudos vibratórios para a obtenção das frequências naturais tem produzido ótimos resultados tendo sido vastamente comparado e validado por medições experimentais;
- A análise forçada, simulando as ocorrências reais nas estruturas, tem sido amplamente utilizada nos estudos vibro-acústicos numéricos. No caso específico de bloco de motores, as forças ou excitações são aplicadas aos mancais principais e às camisas;
- Alguns autores obtiveram ótimos resultados modelando bloco de motor com elementos de placa;

- e) A aplicação do método de Rayleigh a estruturas complexas não é adequada, devendo ser utilizado o método de elementos de contorno;
- f) Para estudos de radiação acústica, a utilização de um procedimento híbrido, FEM e BEM, tem produzido bons resultados

CAPÍTULO 3

UMA METODOLOGIA PARA ESTUDO DE PROBLEMAS VIBRO-ACÚSTICOS

Este capítulo tem por objetivo apresentar uma metodologia para os estudos vibro-acústicos do bloco de motor Diesel.

3.1 – Introdução

Devido ao avanço tecnológico alcançado nos últimos anos na área computacional, ferramentas numéricas como FEM, BEM e SEA puderam ter códigos ou *software* comerciais desenvolvidos e difundidos. Embora não eliminando a necessidade de dados de experimentos em diversas análises, os métodos de simulação permitem minimizar consideravelmente os procedimentos experimentais influenciando projetos e reduzindo custos. No entanto, para que isto ocorra é fundamental a criação de modelos que sejam representativos para o fenômeno estudado ou análise desejada.

Este estudo procura mostrar, além dos resultados obtidos, as várias etapas necessárias na criação de um modelo representativo para um estudo vibro-acústico utilizando ferramentas numéricas e experimentais. Assim, procura-se apresentar uma definição quanto à utilização da metodologia adequada, visando a obtenção de resultados consistentes na análise de problemas vibro-acústicos em blocos de motores.

3.2 – Etapas envolvidas no estudo vibro-acústico

Rainer et al [22] descrevem as etapas envolvidas em um estudo vibro-acústico de blocos de motores. Contemplando etapas numéricas e experimentais, o procedimento mostrado na figura 3.1, é constituído por:

- a) Criação de modelo em Elementos Finitos – A estrutura em estudo é modelada em Elementos Finitos a partir da geometria da peça, visando futuras análises utilizando técnicas como análise modal numérica ou análise harmônica. Nesta etapa a escolha dos

elementos corretos e a utilização das propriedades de material mais adequadas poderá reduzir os erros envolvidos;

- b) **Análise Modal Numérica** – A análise modal numérica, além de fornecer o comportamento dinâmico da estrutura, permite avaliar o modelo criado a partir de dados experimentais;
- c) **Análise Forçada ou Harmônica** – Técnica para determinar a resposta de uma estrutura, geralmente deslocamentos, a cargas que variam senoidalmente com o tempo;
- d) **Definição do Problema Acústico e Geração do Modelo (BEM)** – Após definição do problema acústico envolvido (interior/ exterior) o modelo do contorno é desenvolvido e as condições de contorno definidas e geradas.

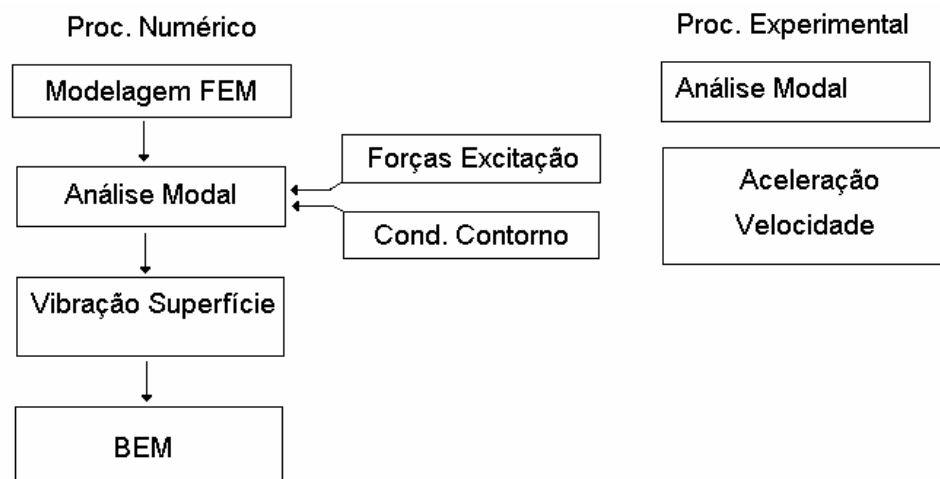


Figura 3.1 – Etapas em Estudo Vibro-Acústico

Uma etapa importante não comentada por Rainer et al. [22] consiste na validação do Modelo FEM usando dados experimentais. Nesta etapa, os resultados obtidos a partir modelo FEM criado para análise modal numérica são comparados a dados obtidos pela análise modal experimental. Tal etapa deve ser inserida entre as condições c e d acima descritas.

Assim, este trabalho pretende investigar a utilização de tal metodologia para o estudo do problema vibro-acústico de um bloco de motor diesel, a qual é composta então das seguintes etapas:

1. Análise Modal Experimental - A partir de um bloco de motor diesel existente no LVA/UFSC é realizada uma análise modal do mesmo, visando descrever o seu comportamento dinâmico, através da obtenção de parâmetros modais como frequência natural, amortecimento e forma modal;
2. Análise Numérica do Bloco: As etapas envolvidas no estudo vibro-acústico numérico são:
 - a. Modelagem do Bloco - que consiste na descrição do bloco do motor visando sua solução numérica a partir dos dados da geometria do mesmo obtidos durante a Análise Modal. Aqui, diversos modelos são criados e testados;
 - b. Análise Vibracional do Bloco usando FEM: que consiste nas etapas:
 - i. Validação do Modelo: comparando os resultados de uma análise modal numérica com uma experimental, os modelos são validados;
 - ii. Análise Forçada: Usando os modelos validados na etapa anterior, excitações são aplicadas e os resultados obtidos fornecem os níveis de vibração na superfície do bloco para diversas frequências;
 - c. Análise Acústica com Métodos Determinísticos: Nesta etapa, o campo de vibração na superfície do Bloco obtido anteriormente é usado como entrada para o modelo de BEM, a partir do qual são obtidos os campos de pressão e diretividade para diversas condições analisadas.
 - d. Análise Acústica com Métodos Estatísticos: Aqui, a Análise Estatística de Energia tem sua aplicabilidade investigada para o estudo do problema vibro-acústico em bloco de motores.

A partir dos resultados obtidos são discutidas as principais questões associadas à aplicação de tal metodologia no estudo vibro-acústico de bloco de motores. É proposta ainda uma mudança no bloco, com a adição de estrutura “ladder frame”, visando a otimização do seu comportamento vibro-acústico. Os resultados obtidos de análises numéricas utilizando a metodologia acima descrita são apresentados.

CAPÍTULO 4

MÉTODOS EXPERIMENTAIS

Este capítulo apresenta a análise modal experimental: seu objetivo, descrição sucinta, experimentos realizados e seus resultados a partir de dois diferentes softwares comerciais

4.1 – Análise modal experimental

A análise modal é uma técnica que permite descrever o comportamento dinâmico de uma estrutura, através da obtenção de parâmetros modais como frequência natural, amortecimento e forma modal. Desta forma pode-se utilizar os dados oriundos da análise modal para se efetuar a calibração do modelo em Elementos Finitos.

4.2 – Descrição sucinta

A análise modal experimental pode ser dividida em diversas etapas descritas por Soeiro [32] como: obtenção de conjunto de Funções Resposta em Frequência (FRF), definição do modelo de amortecimento a ser utilizado (Viscoso ou Histerético), utilização de técnicas de ajuste de curvas aos dados medidos e, por fim, obtenção dos parâmetros modais.

As FRFs são relações entre a resposta do sistema e a excitação que lhe é aplicada, como funções de frequência, apresentando-se através de valores complexos. As FRFs utilizadas em medições de vibração - Inertância (quando a resp. medida é a aceleração), Mobilidade (resposta medida é velocidade) ou Receptância (resposta medida é deslocamento) – permitem obter a relação entre a resposta da estrutura experimentada a uma dada excitação, aplicada à mesma estrutura. A excitação pode ser aplicada de duas maneiras distintas: excitador eletrodinâmico (*Shaker*) ou martelo.

Na utilização do *Shaker* como entrada de excitação à estrutura, o mesmo é aplicado a um ou mais pontos (multi-excitação) fixos e as medições são feitas com um ou mais transdutores. Quando somente um transdutor é utilizado, o mesmo é mudado de posição de forma a varrer a superfície da estrutura. O procedimento inverso é utilizado quando a excitação é feita por

martelo. Assim, o transdutor é colocado em somente um ponto e a estrutura é excitada pelo impacto do martelo em diversos pontos, varrendo a estrutura. Este trabalho utilizou excitação via shaker e a FRF obtida foi a inertância.

A seguir é mostrado em caráter ilustrativo a obtenção da função resposta em frequência para um modelo de 1 grau de liberdade. Inicialmente, pode-se escrever a equação de equilíbrio para um sistema amortecido, Ewins [14], como:

$$m \ddot{y} + c \dot{y} + ky = f(t) \quad (4.1)$$

onde:

$f(t)$ - Força aplicada

m - Massa

c - Amortecimento

k - Rigidez

y, \dot{y}, \ddot{y} - Deslocamento, velocidade e aceleração

Transformando a função no tempo para uma função da variável complexa s (operador Laplace), pode-se escrever (4.1) como:

$$[m s^2 + c s + k] Y(s) = F(s) \quad (4.2)$$

definindo assim, a função de transferência da seguinte forma

$$H(s) = \frac{Y(s)}{F(s)} = \frac{1}{m s^2 + c s + k} \quad (4.3)$$

A transformada de Fourier é feita substituindo s por $j \omega$ (onde $\omega = 2 \pi f$), que substituindo em (4.3), dará:

$$H(j\omega) = \frac{Y(j\omega)}{F(j\omega)} = \frac{1}{-\omega^2 m + c j \omega + k} \quad (4.4)$$

Sabe-se que, Heylen et al [23]:

$$\omega_n^2 = \frac{k}{m} \quad e \quad \zeta = \frac{c}{c_c} = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (4.5)$$

onde ω_n é frequência natural não amortecida; c_c é o amortecimento crítico e ζ é razão de amortecimento.

Aplicando (4.5) em (4.4), tem-se finalmente a FRF como:

$$H(j\omega) = \frac{1}{k[1 + 2\zeta j(\frac{\omega}{\omega_n}) - (\frac{\omega}{\omega_n})^2]} \quad (4.6)$$

4.3 - Preparação das medições

Para a realização da análise modal experimental, faz-se necessário a realização de alguns preparativos, bem como a utilização de algumas ferramentas.

4.3.1 - Programas Comerciais Disponíveis

Existem disponíveis no mercado, vários programas computacionais para extração de parâmetros modais. Nesse trabalho são utilizados dois programas comerciais para extração de parâmetros modais:

- a) ICATS - Este programa foi desenvolvido no Imperial College of Science, Reino Unido, para realização de análise modal. Baseado em algoritmo no domínio da frequência, o programa permite fazer análises utilizando vários métodos de extração dos parâmetros modais, tais como: "circle-fit", "line-fit" ou "ident" para uma única função resposta em frequência e "RFM-M", "Global-M" ou "NLLS-M" para múltiplas funções resposta em frequência, ICATS User manual [24].
- b) LMS-CADA - Desenvolvido por LMS International, este programa possibilita a realização de análise modal experimental. Para tais utilizações, o programa utiliza um

algoritmo baseado no domínio do tempo, denominado por Exponencial Complexa dos Mínimos Quadrados, LMS CADA-PC Manual [25].

4.3.2 – Geometria

O primeiro passo para a realização de uma análise modal, tanto experimental quanto numérica, é a determinação de pontos nos quais são aplicadas as excitações e obtidas as medições (análise experimental) ou determinação dos pontos que servirão como ponto de partida na confecção de uma malha representativa da estrutura a ser analisada (análise numérica). Para a demarcação destes pontos e confecção do modelo numérico foi necessário conhecer as dimensões da peça a ser estudada, obtendo assim as coordenadas dos pontos acima citados.

Por ser o bloco de motor uma peça com complexidade de formas, foram feitas algumas tentativas para obter as coordenadas de vários pontos no bloco utilizando diferentes técnicas. A solução encontrada foi a utilização de máquina de medir por coordenadas da Fundação Certi, UFSC, figuras 4.1 e 4.2. O equipamento utilizado, apesar de ter restrições quanto ao tamanho de peça a ser medida, pôde executar as medições, obtendo as coordenadas de um total de 220 pontos.



Figura 4.1 - Máquina de medir por coordenadas

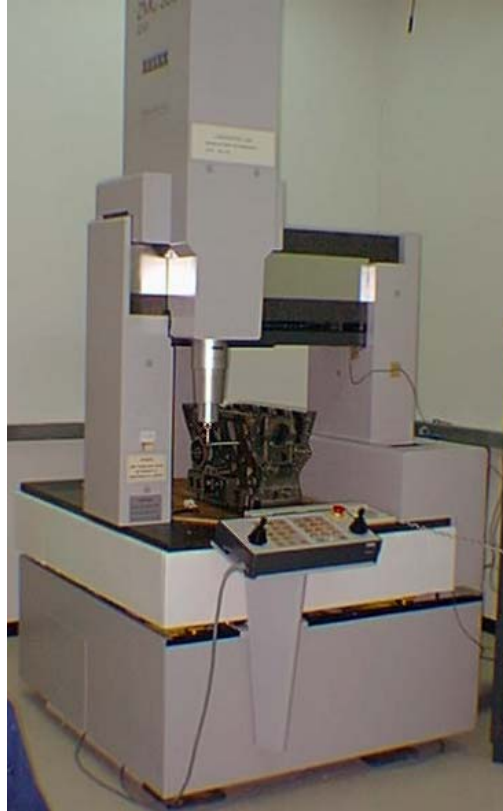


Figura 4.2 - Medição de Pontos no Bloco.

4.3.3 – Montagem

Seguindo determinações técnicas já amplamente discutidas, Ewins [14], para a fixação da estrutura a ser experimentada, utilizaram-se cabos de aço com espessura bem pequena para a suspensão do bloco de motor e do *shaker*, figura 4.3.

A partir dos pontos demarcados no bloco, feitos com auxílio das medições realizadas em máquina de medir por coordenadas, determinou-se o ponto no qual seria realizada a excitação (*shaker*). Neste ponto foi colocada uma cabeça de impedância visando obter dados de excitação e resposta, possibilitando assim, a obtenção da Função Resposta em Frequência (FRF) de referência (Pontual). Um acelerômetro foi utilizado para obter dados de aceleração em todos os outros pontos restantes. Pré-amplificadores para os sinais de força e aceleração foram conectados a um analisador de Fourier de quatro canais acoplado a um micro computador do tipo PC.

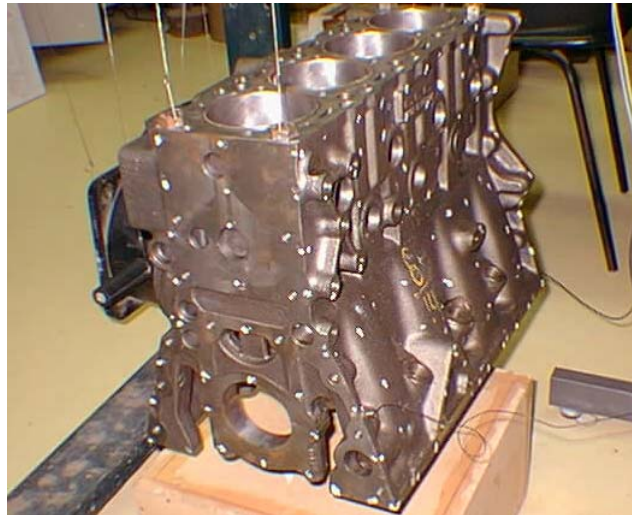


Figura 4.3 - Suspensão do bloco e shaker.

As descrições dos equipamentos são mostradas na tabela 4.1 e o esquema de montagem na figura 4.4.

4.3.4 – Calibração

Durante as medições, foram gerados sinais em Volts proporcionais à força e à aceleração. A calibração do sistema foi realizada utilizando um tarugo de aço com massa conhecida e igual a 3,135 Kg, no qual foram montados os transdutores, ou seja, a cabeça de impedância e o acelerômetro como mostrados na figura 4.5. Assim, pôde-se obter os fatores de correção, os quais foram aplicados aos dados de cada medição.

Tabela 4.1 - Descrição dos Equipamentos

	Marca	Modelo	Quantidade
Acelerômetro	B & K	4735	1
Cabeça de Impedância	B & K	8001	1
Pré-amplificador	B & K	2626/ 2635	2
Anal. de Fourier	Tektronix	2630	1
Microcomputador	Intel	PC486	1
Osciloscópio	-	-	1

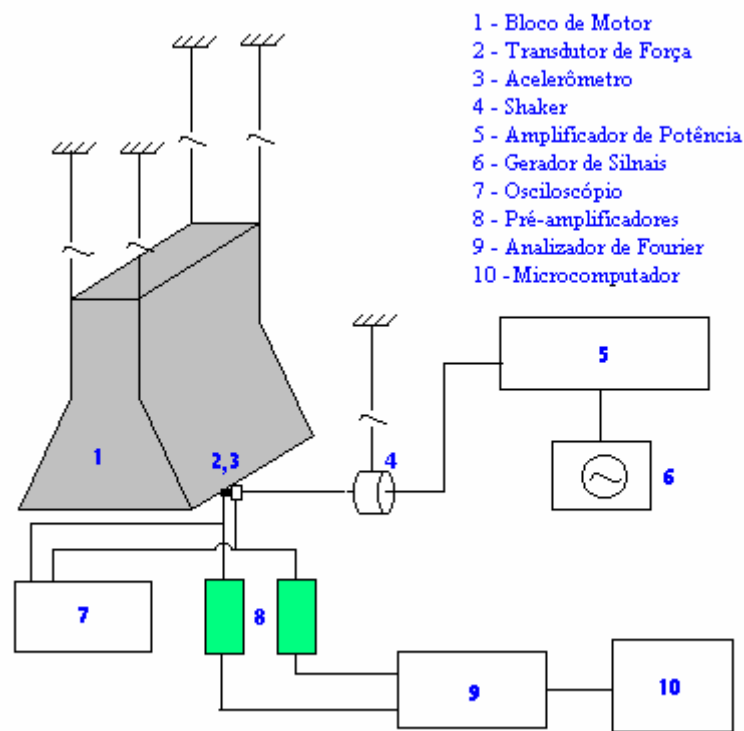


Figura 4.4 - Esquema de Montagem

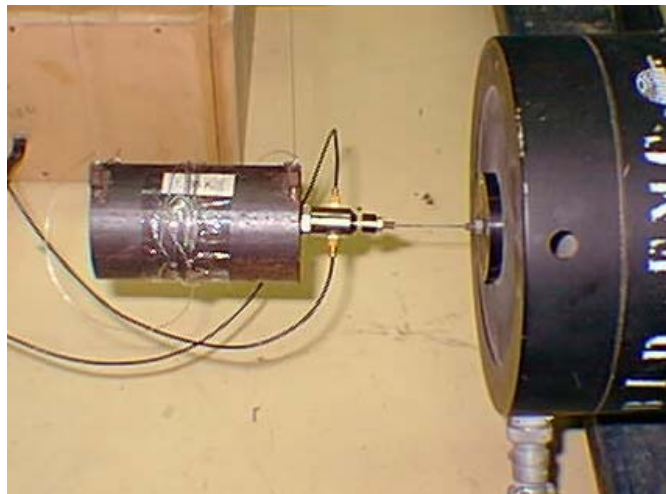


Figura 4.5 - Montagem para calibração

Os sinais de voltagem correspondentes a força e aceleração são dados por:

$$\begin{aligned} V_f &= E_f \cdot f \\ V_{\ddot{x}} &= E_{\ddot{x}} \cdot \ddot{x} \end{aligned} \quad (4.7)$$

onde:

$V_f, V_{\ddot{x}}$ Sinais em volts

$E_f, E_{\ddot{x}}$ Sensibilidade dos Transdutores
 f e \ddot{x} força e aceleração

Assim tem-se inertância por:

$$\frac{\ddot{x}}{f} = \frac{V_{\ddot{x}}}{E_{\ddot{x}}} \cdot \frac{E_f}{V_f} = \frac{E_f}{E_{\ddot{x}}} \cdot \frac{V_{\ddot{x}}}{V_f} \quad (4.8)$$

Sabe-se que a inertância tem unidade (1/massa). Assim:

$$\frac{\ddot{x}}{f} = \frac{E_f}{E_{\ddot{x}}} \frac{V_{\ddot{x}}}{V_f} = \frac{1}{\text{massa}} \quad (4.9)$$

Uma vez que a sensibilidade individual de cada transdutor é de difícil obtenção, utiliza-se a razão entre elas.

O fator de escala para a correção dos dados é determinado a partir do valor médio da curva de inertância obtida para a massa de calibração. No presente trabalho foram utilizados dois fatores de correção:

a) Pontos 1 a 31:

valor médio = 0,1476

$$\text{correção} = \frac{1}{3,135} \times 0,1476 = 2,1611$$

b) Pontos acima de 31

valor médio = 0,4320

$$\text{correção} = \frac{1}{3,135} \times 0,4320 = 0,7383$$

4.4 – Resultados

A análise modal experimental do bloco de motor diesel 4 cilindros foi realizada com o auxílio de dois programas comerciais para extração dos parâmetros modais disponíveis no LVA - UFSC: ICATS e LMS-CADA.

O bloco foi excitado por *shaker* eletrodinâmico com ruído branco na faixa de 50 Hz a 10 kHz, e as medições da função resposta em frequência (inertância) em cada ponto foram obtidas após uma média de 100 medições, pelo Analisador de Fourier.

Após a aquisição de todas as FRFs e aplicação dos devidos fatores de correção, todos os dados foram fornecidos aos programas computacionais, permitindo assim, a obtenção das frequências naturais, amortecimento e formas modais. Os resultados para as primeiras oito frequências naturais são mostrados nas tabelas 4.2 e 4.3.

Devido ao fato dos programas terem sido elaborados seguindo diferentes algoritmos, foi feita uma comparação entre seus resultados. A comparação dos resultados foi realizada por três formas distintas, Ewins [14] e Heylen et al [23]:

- a) Critério de precisão modal (MAC).
- b) Comparação gráfica - Freq X Freq.
- c) Comparação gráfica - Formas Modais.

A tabela 4.4 e figura 4.6 mostram as comparações realizadas (MAC e Freq X Freq respectivamente) para algumas frequências, o que veio a afirmar a boa concordância entre os resultados obtidos pelos dois programas comerciais. Assim, optou-se pela utilização do programa LMS-CADA devido à sua maior facilidade na interação com o usuário e também sua portabilidade.

Tabela 4.2 - Resultados do LMS-CADA

Modo	Freq. (Hz)	Amort.
1	453.42	0.59
2	501.59	0.38
3	620.18	0.56
4	657.64	0.37
5	693.39	0.48
6	740.71	0.81
7	813.82	0.25
8	877.17	0.39

Tabela 4.3 - Resultados do ICATS

Modo	Freq. (Hz)	Amort.
1	453.77	0.31
2	500.46	0.46
3	621.71	0.33
4	658.28	0.41
5	693.74	0.45
6	743.92	0.57
7	813.90	0.19
8	871.61	0.50

Tabela 4.4 - Critério de Precisão Modal entre ICATS e LMS-CADA (%)

<i>Modos</i>	ICATS1	ICATS2	ICATS3	ICATS4	ICATS5	ICATS6	ICATS7	ICATS8
LMS 1	96.5	5.6	29.2	2.8	10.4	2	1.1	22.5
LMS 2	9.6	98.7	10	7.7	7.3	2.1	1.5	11.8
LMS 3	22.5	7.4	99.3	3.3	15.1	5.3	1.4	26.9
LMS 4	1.1	11.5	5	93.7	1.2	8.6	0	2.1
LMS 5	5	4	6.6	6.6	95.3	43.2	1.1	8.2
LMS 6	4.2	0.5	17.1	9.7	11.3	68.8	0.1	5.3
LMS 7	0.4	1.3	1.5	0.1	0.1	0.1	97.8	1.8
LMS 8	28.3	5.2	23.3	6.9	12.3	1.8	3.8	90.9

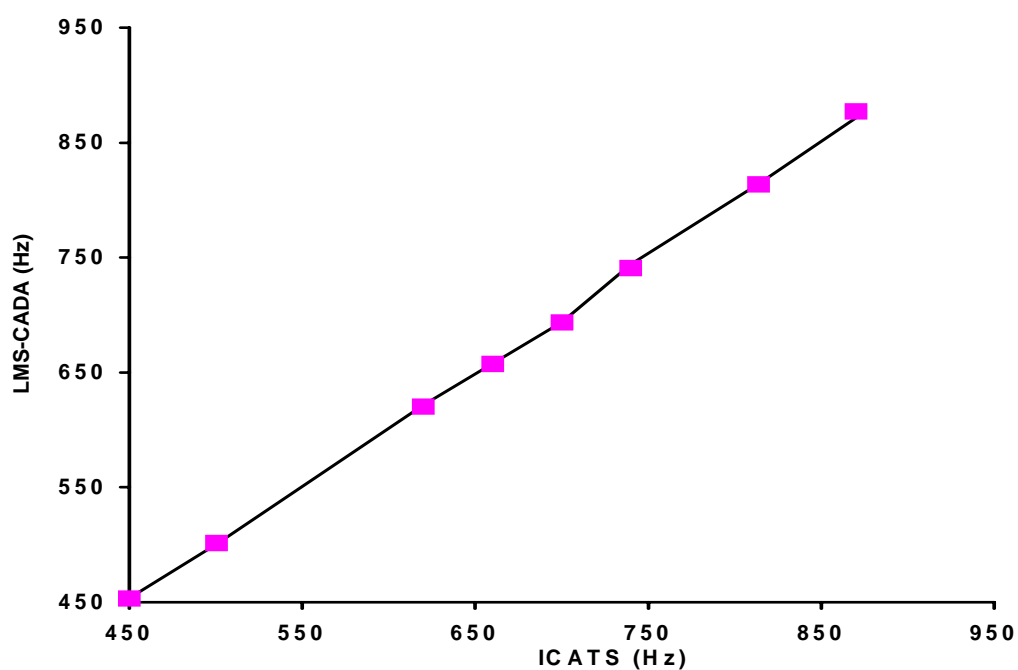


Figura 4.6 - Comparação Gráfica - Freq X Freq

As formas modais obtidas para o primeiro modo são mostradas na figura 4.7.

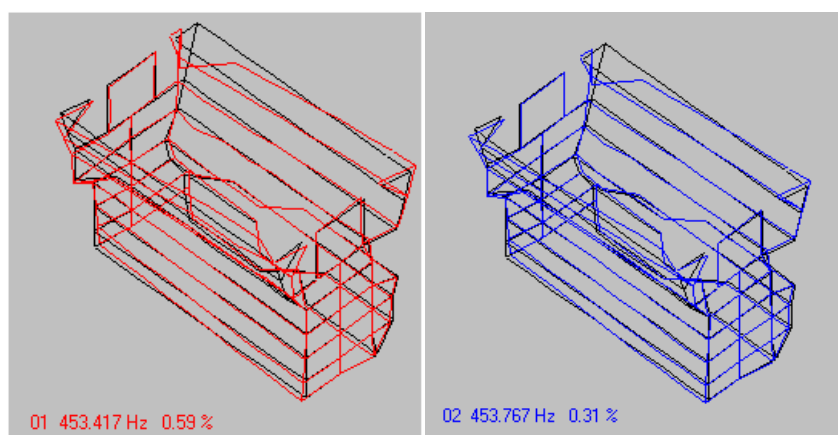


Figura 4.7 - Modos obtidos por CADA-PC e ICATS.

4.5 – Dificuldades encontradas

A análise modal numérica em uma estrutura traz dificuldades pertinentes ao método tais como escolha da forma de suspensão da estrutura, definição do tipo de excitação (impulsiva ou ruído branco), ponto para aplicação da excitação, escolha da janela a ser aplicada dentre outros aspectos. Sendo o bloco de motor uma estrutura complexa e pesada, as dificuldades acima citadas foram ainda mais evidentes:

- a) Desconhecimento da geometria e comportamento do bloco – Trouxe dificuldades acerca de como posicionar a excitação, bem como onde obter respostas de qualidade;
- b) Escolha da Excitação – Com base na faixa de frequência a ser estudada, percebeu-se que a excitação impulsiva não fornecia energia adequada para a obtenção dos dados desejados;
- c) Definição dos transdutores utilizados – Devido à massa do bloco e a disponibilidade de transdutores no laboratório, não houve problemas neste ponto. Há, no entanto, que se tomar cuidados para que os transdutores não afetem negativamente a aquisição dos dados;
- d) Análise dos dados – A análise dos dados nos software utilizados necessitou grande iteração com o usuário na tomada de decisões, bem como na interface e comparação entre eles.

4.6 – Considerações preliminares

A realização de análise modal constitui uma etapa importante em um estudo vibro-acústico, seja esta numérica ou experimental. Como ocorre em outros procedimentos experimentais, várias ações devem ser realizadas para que os dados experimentais sejam os melhores possíveis.

Uma análise modal experimental de boa qualidade requer dados experimentais de qualidade, o que demanda conhecimento da teoria envolvida e experiência por parte do técnico executor, uma vez que o mesmo irá definir o método de suspensão da estrutura, posição de excitação, tipo de excitação, acelerômetro adequado, etc.

A realização de calibração nos equipamentos permite a obtenção de dados de melhor qualidade.

A utilização de um software amigável e que tenha interface comprovada com os software de análise numérica facilita enormemente o trabalho, diminuindo o tempo gasto em conversões de arquivos e os erros criados por códigos não consistentes.

CAPÍTULO 5

ANÁLISES NUMÉRICAS EM BLOCO DE MOTOR

Este capítulo tem por objetivo apresentar as simulações numéricas envolvidas nos estudos vibro-acústicos do bloco de motor Diesel. Sua modelagem em Elementos Finitos, Elementos de Contorno e Análise Estatística Energética, as análises envolvidas e os resultados obtidos.

5.1 – Introdução

Conforme comentado no Capítulo 3, diversas etapas compõe o estudo numérico de um problema vibro-acústico do bloco de motor, quais sejam:

1. Modelagem do Bloco;
2. Análise Vibracional do Bloco usando FEM englobando as etapas:
 - a. Validação do Modelo;
 - b. Análise Forçada;
3. Análise Acústica com Métodos Determinísticos (usando BEM).
4. Análise Acústica com Métodos Estatísticos (usando SEA)

A seguir é descrita cada uma destas etapas.

5.2 – Modelagem

A criação de um modelo representa uma etapa importante de um estudo vibro-acústico. Devido ao desconhecimento dos dados da geometria do bloco (principalmente na região das camisas) e propriedades do material, vários modelos foram elaborados. Com características distintas de construção (geometria e variação nos tipos de elementos), os modelos foram analisados e seus resultados de análise modal numérica foram comparados entre si e comparados ainda com dados obtidos da análise modal experimental efetuada. Desta forma, os modelos puderam ser avaliados quanto ao seu comportamento. Os modelos criados são discutidos a seguir.

5.2.1 – Modelo 1 (Enrugada)

O modelo 1, figura 5.1, foi elaborado utilizando elementos de casca, Lalor [29] e Sohn et al [30], a partir de dados da geometria do bloco obtidos utilizando uma máquina de medir por coordenadas, capítulo 4.

A partir dos 220 pontos medidos, a geometria do bloco foi criada seguindo linhas retas, ou seja, a suavidade dos contornos presentes na estrutura real não foi considerada. No entanto, a aparência global do modelo criado foi a mais próxima possível da peça real.

Os furos de diâmetros ou tamanhos menores criados para refrigeração e fixação de partes como Carter, cabeçote e outros, foram desprezados visando facilidade de construção do modelo. As espessuras utilizadas no modelo foram as mais próximas àquelas medidas no bloco real.

Visando obter resultados para frequências mais elevadas, utilizou-se um número grande de elementos na criação da malha, a qual, para este modelo, ficou com um total de 10634 elementos de casca.

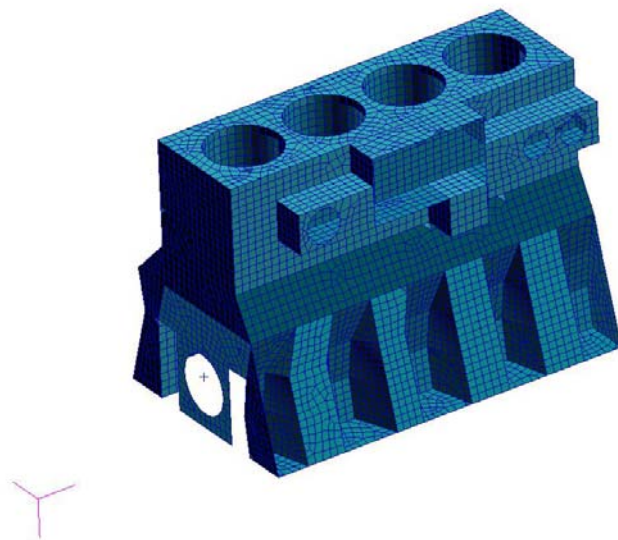


Figura 5.1 – Modelo do Bloco em linhas retas

5.2.2 – Modelo 2 (Spline)

O modelo 2, figura 5.2, embora baseado no primeiro modelo, foi criado visando obter uma geometria mais próxima ao modelo real. Assim, as linhas gerais nas saias do bloco, antes adotadas retas, foram arredondadas utilizando a ferramenta “*spline*”, a qual cria uma linha curva a partir de vários pontos (pontos cujas coordenadas foram obtidas e descritas no Capítulo 4) . Utilizando o mesmo tipo de elemento do modelo 1 (casca), o modelo 2 possui 10946 elementos. O objetivo deste modelo é identificar diferenças em seu comportamento quando comparado ao modelo de linhas retas.

5.2.3 – Modelo 3 (Blocs)

Mostrado na figura 5.3, este modelo mescla elementos sólidos e de casca seguindo mesmo procedimento utilizado por Brandeis et al [34]. As partes onde a geometria do bloco é espessa (Mancais, parte inferior das saias) foram modeladas por elementos sólidos. De um total de 7389 elementos, este modelo é composto por 1833 elementos sólidos e o restante de elementos de casca.

5.2.4 – Modelo 4

Este modelo foi criado visando diminuir o tempo computacional gasto no método de elementos de contorno, bem como visando apresentar a influência nos resultados, de um modelo menos refinado. O modelo 4 foi criado a partir da mesma geometria do modelo 1, tendo portanto o mesmo tipo de elemento mas sendo composto de somente 2808 elementos. A figura 5.4 mostra este modelo menos discretizado.

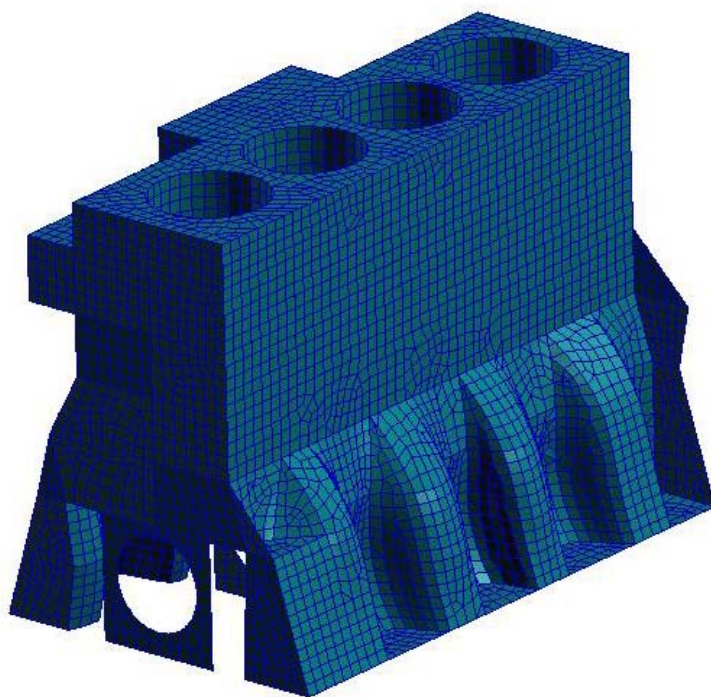


Figura 5.2 – Modelo do Bloco com linhas arredondadas

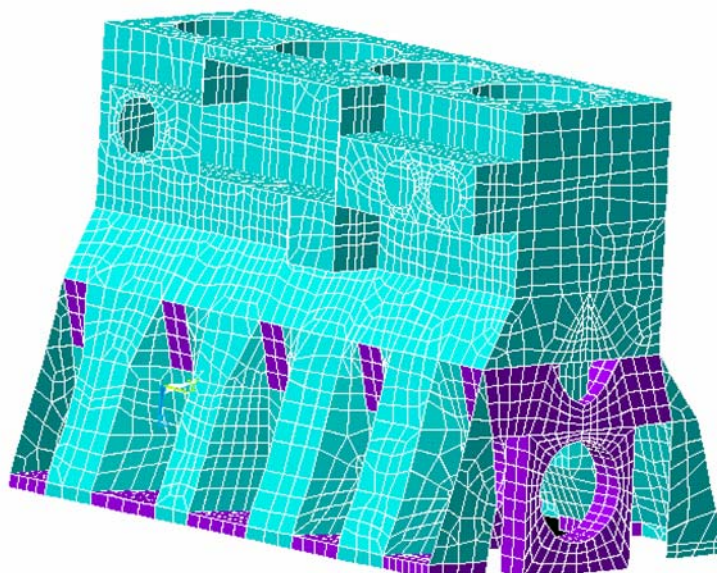


Figura 5.3 – Modelo do do Bloco com Elementos Sólidos e Casca.

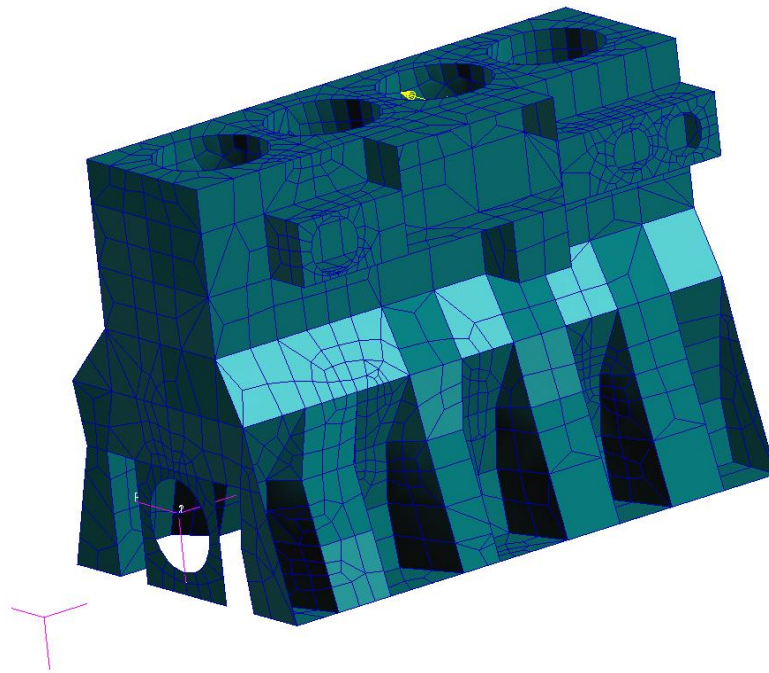


Figura 5.4 – Modelo menos discretizado.

5.3 - Validação do modelo

Visando a validação do (s) modelo (s), uma análise modal numérica foi realizada para cada um dos modelos criados e seus resultados comparados aos dados experimentais obtidos e discutidos no capítulo 4. A tabela 5.1 mostra os resultados para os primeiros 8 modos obtidos em cada modelo. Os erros relativos aos dados experimentais são mostrados na tabela 5.2.

Objetivando a melhoria dos modelos, várias análises foram feitas em caráter ilustrativo com variação de diversos parâmetros, ou melhor, com variação nas propriedades do material. Os parâmetros modificados foram o Módulo de Elasticidade, Densidade e coeficiente de Poisson e os resultados são apresentados no Apêndice B.

Tabela 5.1 – Resultados da análise modal numérica para vários modelos

Modo	Modelo 1 Frequência (Hz)	Modelo 2 Frequência (Hz)	Modelo 3 Frequência (Hz)	Modelo 4 Frequência (Hz)
1	454,63	553,67	639,16	471.66
2	540,06	668,44	711,79	512.34
3	574,48	701,59	733,86	576.02
4	598,10	733,72	768,53	612.08
5	612,67	743,87	776,68	696.09
6	625,57	757,46	826,04	710.8
7	630,68	767,17	871,04	817.41
8	655,13	804,87	897,66	868.08

Baseado no modelo 1, e apresentando resultados distintos em toda faixa de frequência, o modelo 4 foi utilizado neste trabalho somente para ilustração da obtenção de dados de eficiência de radiação para uma faixa de frequência. Os outros modelos que poderiam fornecer melhores resultados, devido à sua discretização, tornam a análise muito dispendiosa com relação a tempo computacional.

Tabela 5.2 – Erro (%) relativos aos primeiros modos obtidos experimentalmente

Modo	Modelo 1 Erro	Modelo 2 Erro	Modelo 3 Erro
1	0.27 %	22.04%	40.96%
2	7.12%	33.28%	64.68%
3	7.37%	13.13%	-

Modos Modelo 1

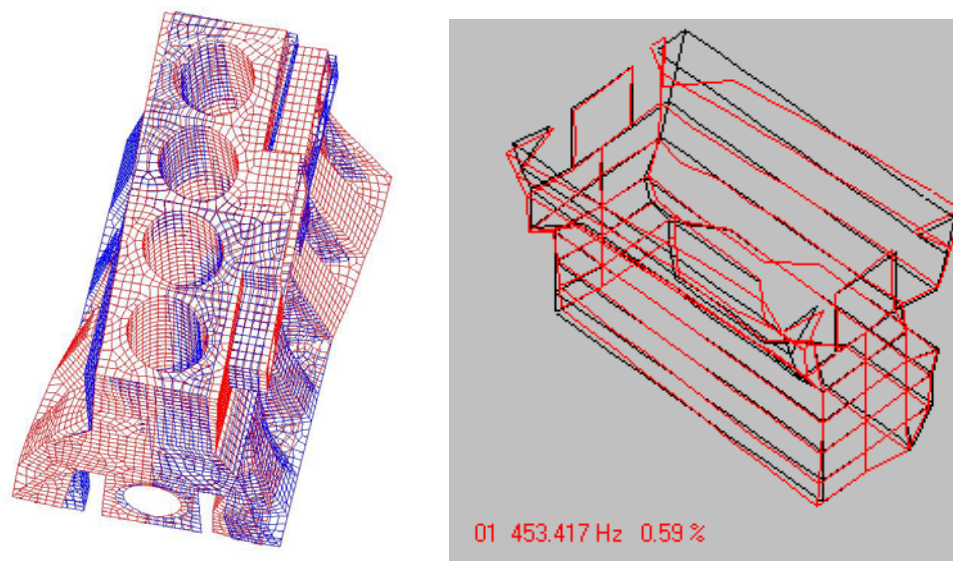


Figura 5.5 – Primeiro Modo Numérico (454,63 Hz) e Experimental (453Hz).

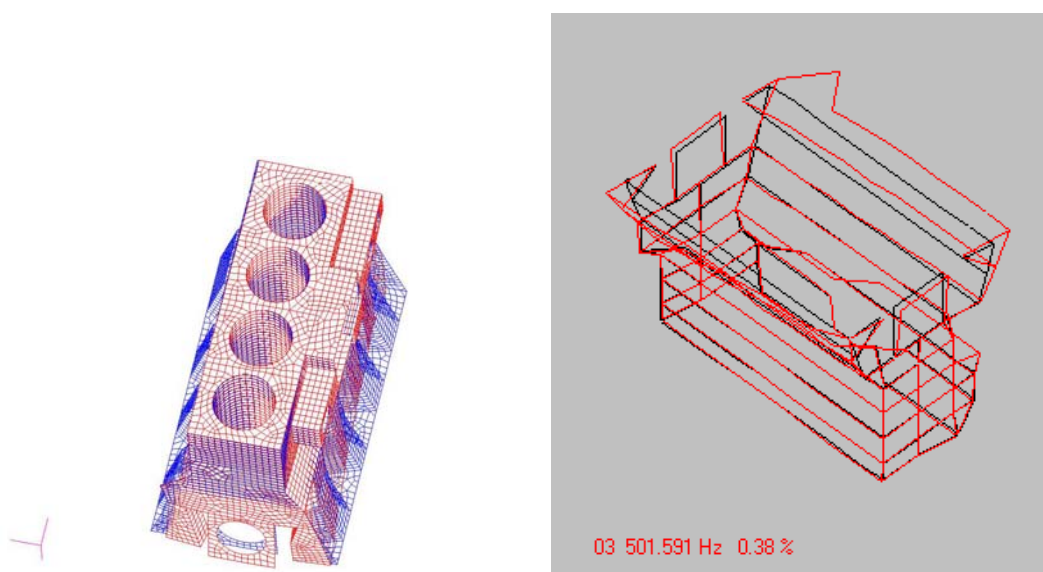


Figura 5.6 – Segundo Modo Numérico (540,06Hz) e Experimental (501,59Hz).

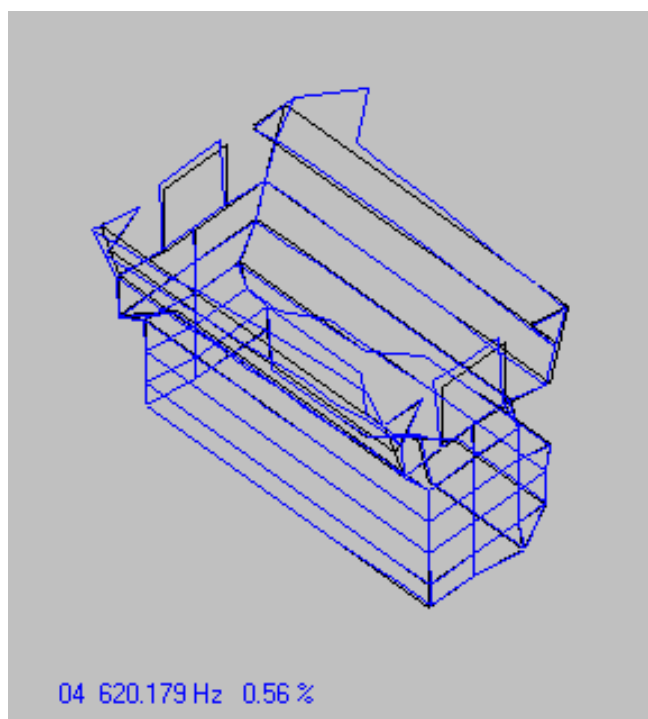
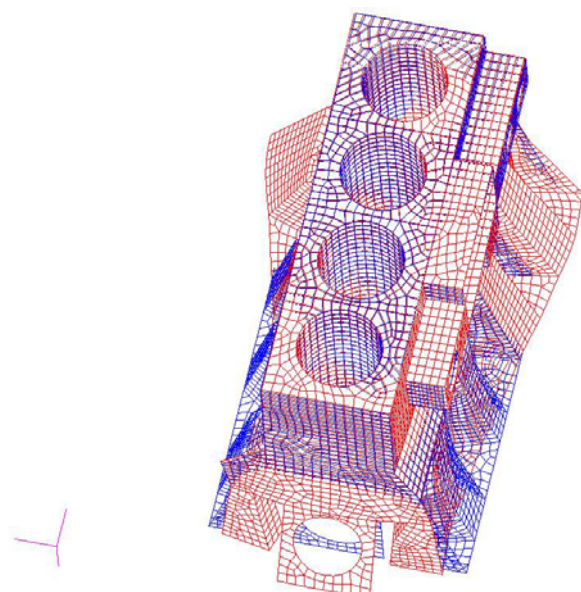


Figura 5.7 – Terceiro Modo Numérico (574,48Hz) e Experimental (620,18Hz).

Modos Modelo 2

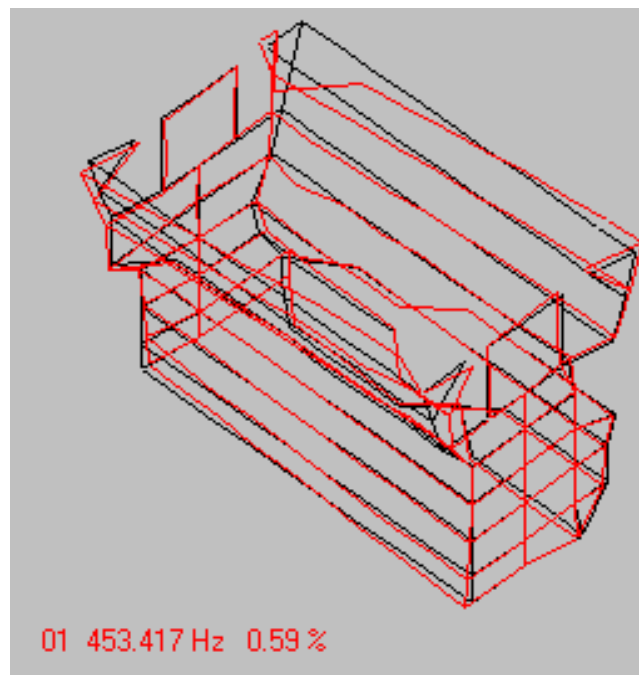
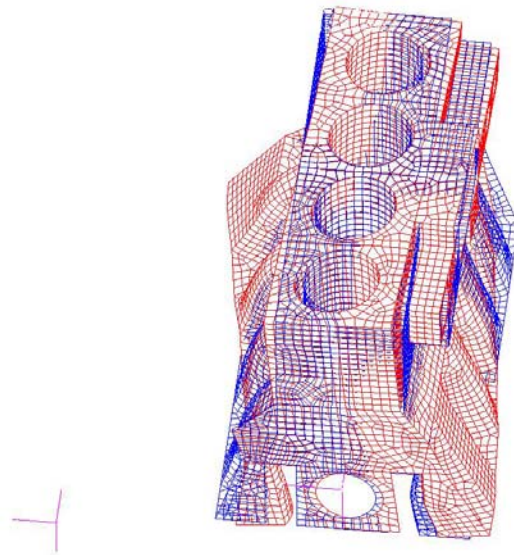


Figura 5.8 – Primeiro Modo Numérico (553,67Hz) e Experimental (453Hz).

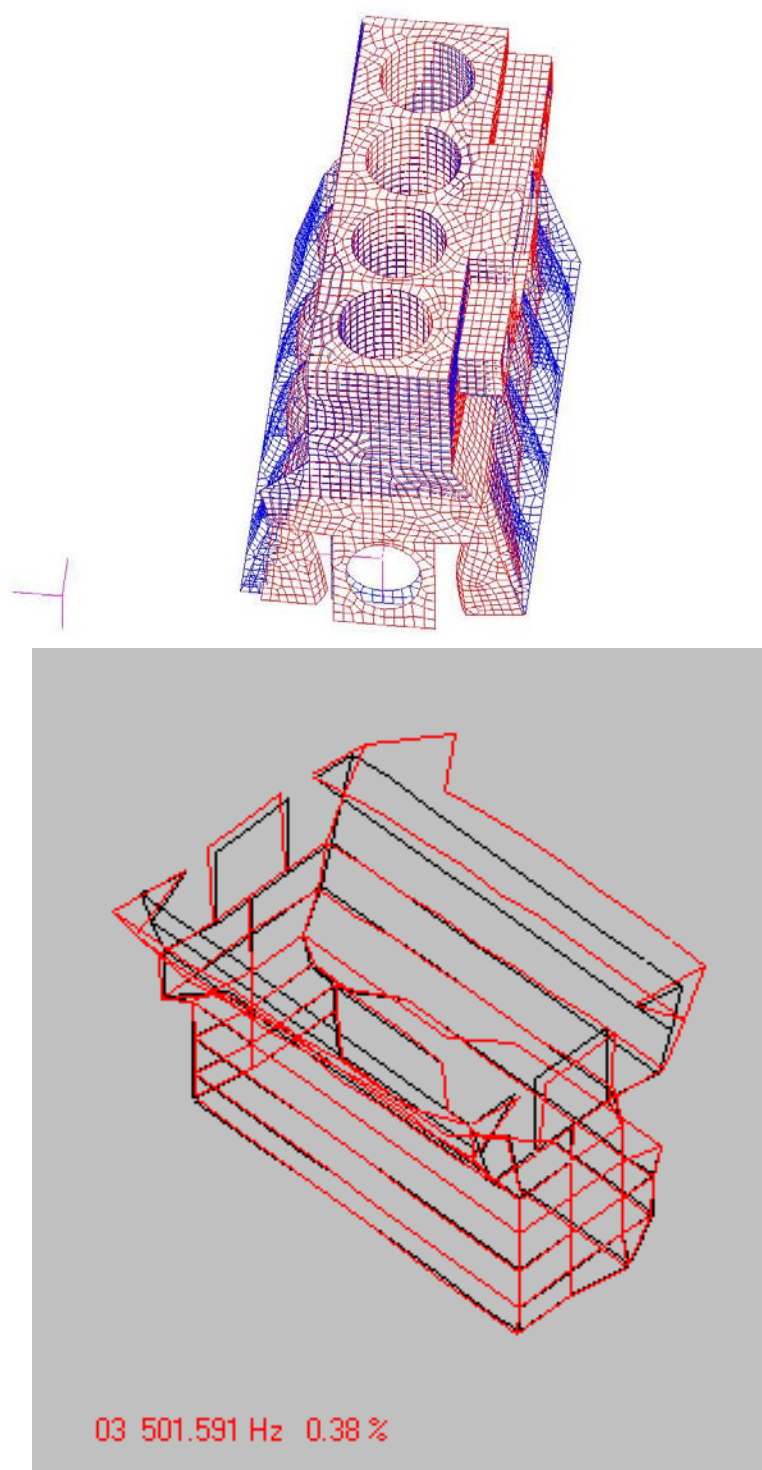


Figura 5.9 – Segundo Modo Numérico (668,44Hz) e Experimental (501,59Hz).

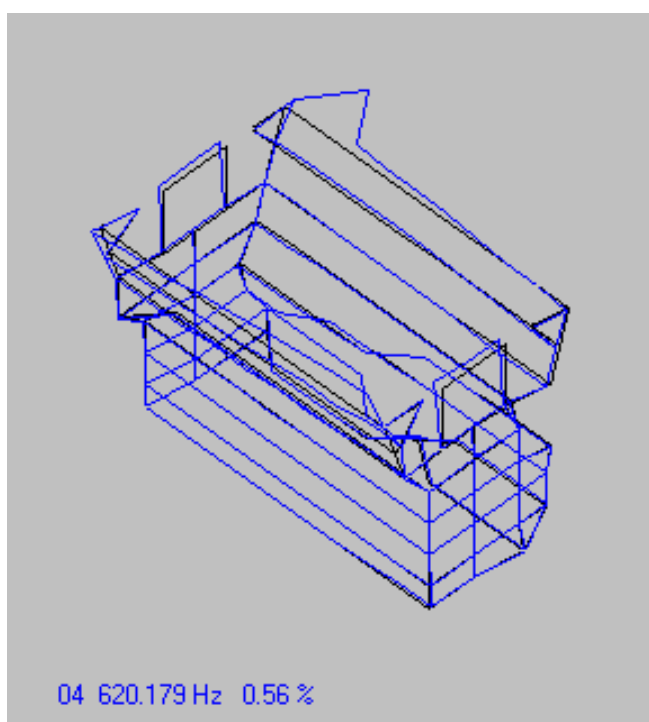
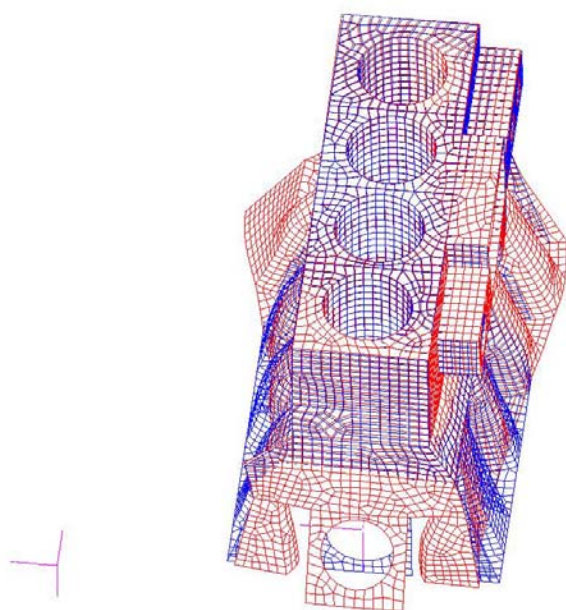


Figura 5.10 – Terceiro Modo Numérico (701,59Hz) e Experimental (620,18Hz).

Modos Modelo 3

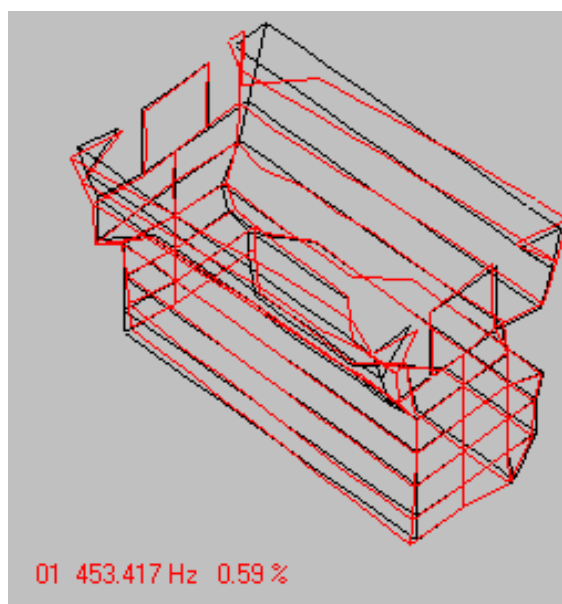
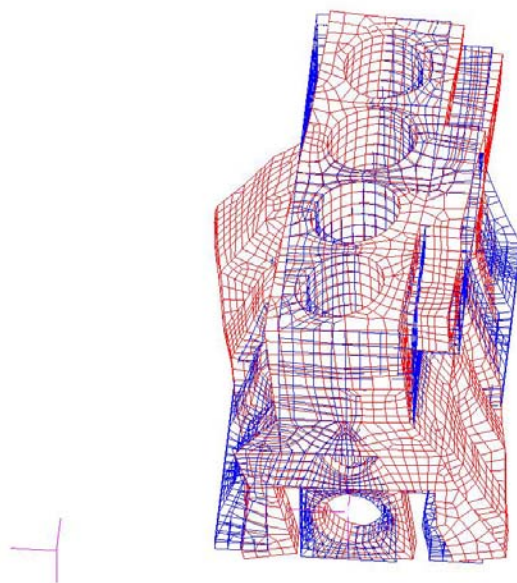


Figura 5.11 – Primeiro Modo Numérico (639,2Hz) e Experimental (453Hz).

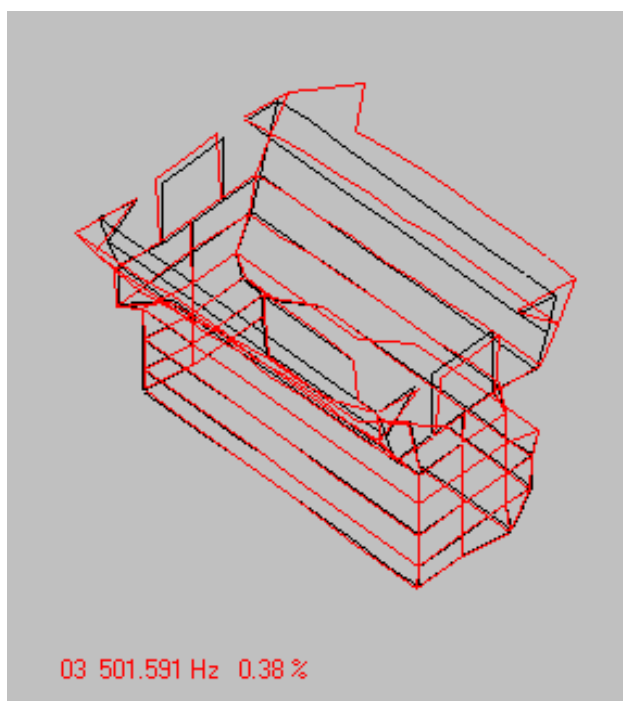
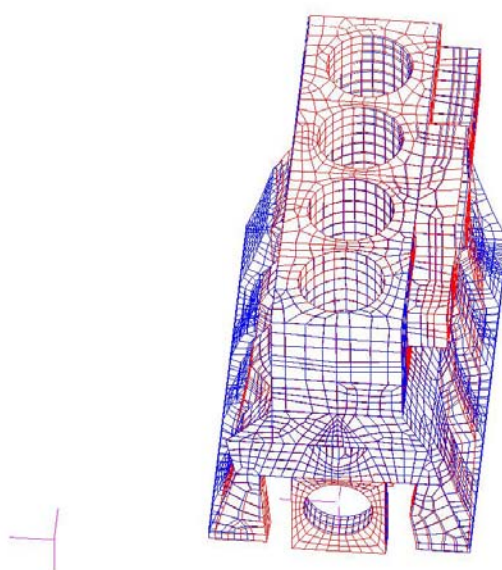


Figura 5.12 – Segundo Modo Numérico (711,8Hz) e Experimental (501,59Hz).

Analisando os resultados obtidos, em comparação aos dados experimentais, conclui-se que o modelo 1 apresentou melhor comportamento. O erro encontrado, baixo em baixas frequências (até o quarto modo natural), permite concluir que o comportamento encontrado para este modelo é adequado ao estudo de radiação acústica em baixas frequências. A utilização do modelo 1 em frequências mais elevadas no entanto não é adequado uma vez que os resultados

apresentam tendência à obtenção de erros ainda maiores para as frequências naturais. O gráfico mostrando dados experimentais e numéricos é mostrado na figura 5.13 para o modelo 1.

Posto que um dos objetivos deste trabalho é mostrar a metodologia utilizada em problemas vibro-acústicos, decidiu-se utilizar o modelo 1 para estudos em faixa de frequência correspondente àquela do 4º. modo natural. Para faixas de frequências mais elevadas, um procedimento de otimização do modelo é requerido. Considerada como fora do escopo do trabalho, a otimização de modelos é posta como sugestão a novos trabalhos.

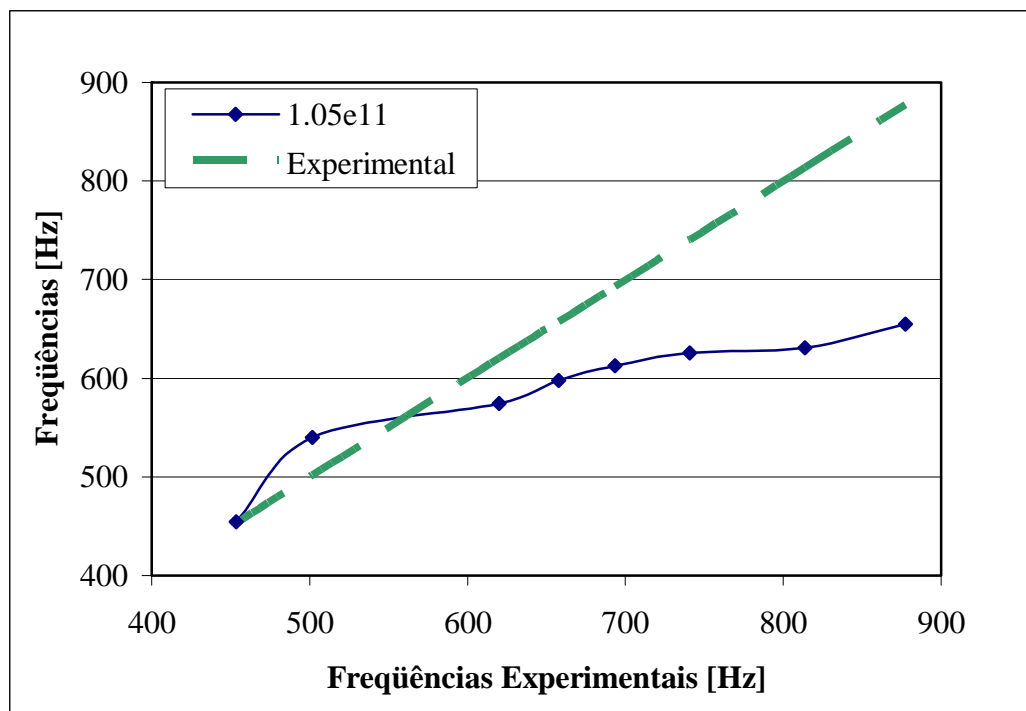


Figura 5.13 – Comparação entre frequências naturais obtidas numérica e experimentalmente.

5.4 – Análise forçada

A análise forçada ou harmônica é uma técnica usada para determinar a resposta forçada da estrutura para cargas que variam harmonicamente com o tempo.

Forças pontuais de 1N em faixa larga de frequência, foram aplicadas à camisa (PMS) e ao terceiro mancal principal conforme Agree et al [17] e Grover e Lalor [18] visando assim,

excitar todos os modos na faixa de frequência em questão. A figura 5.14 mostra os pontos de aplicação da força.

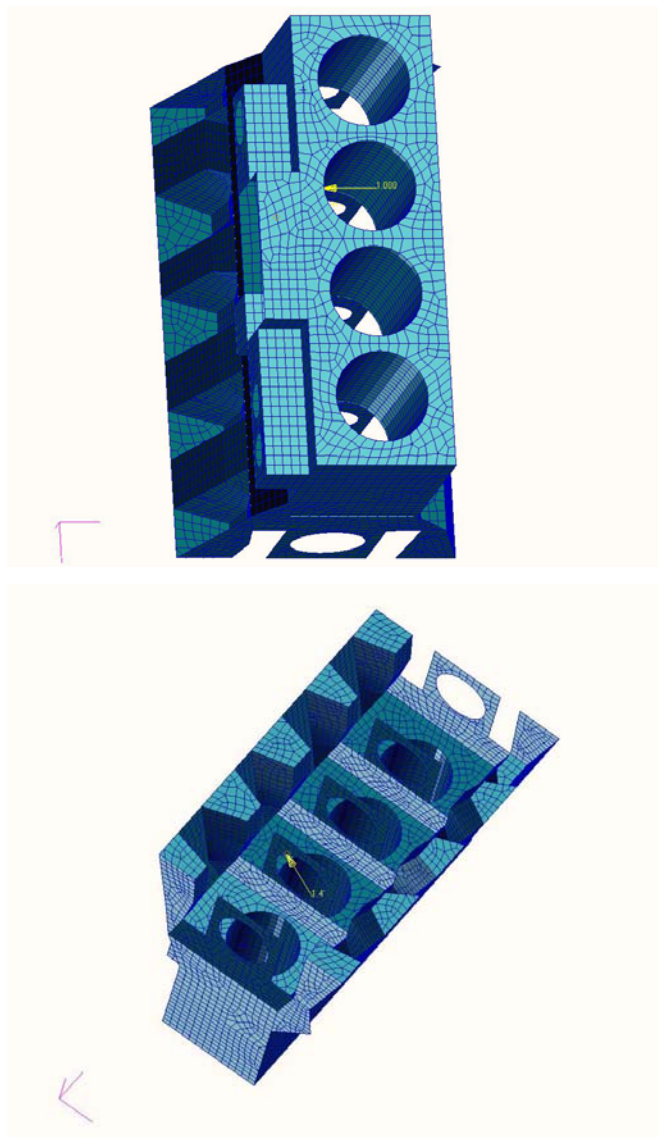


Figura 5.14 – Pontos de excitação.

O resultado da análise forçada, realizada em FEM, irá ser utilizado pelo BEM para obtenção das condições de contorno, ou seja, os deslocamentos nodais serão convertidos em condição de contorno para o problema acústico (velocidade). A figura 5.15 apresenta, em caráter ilustrativo, a deformação do bloco de motor nas frequências de 454Hz e 612Hz (1º e 2º modos). Por ter deslocamentos muito pequenos os resultados para 2462Hz não são mostrados.

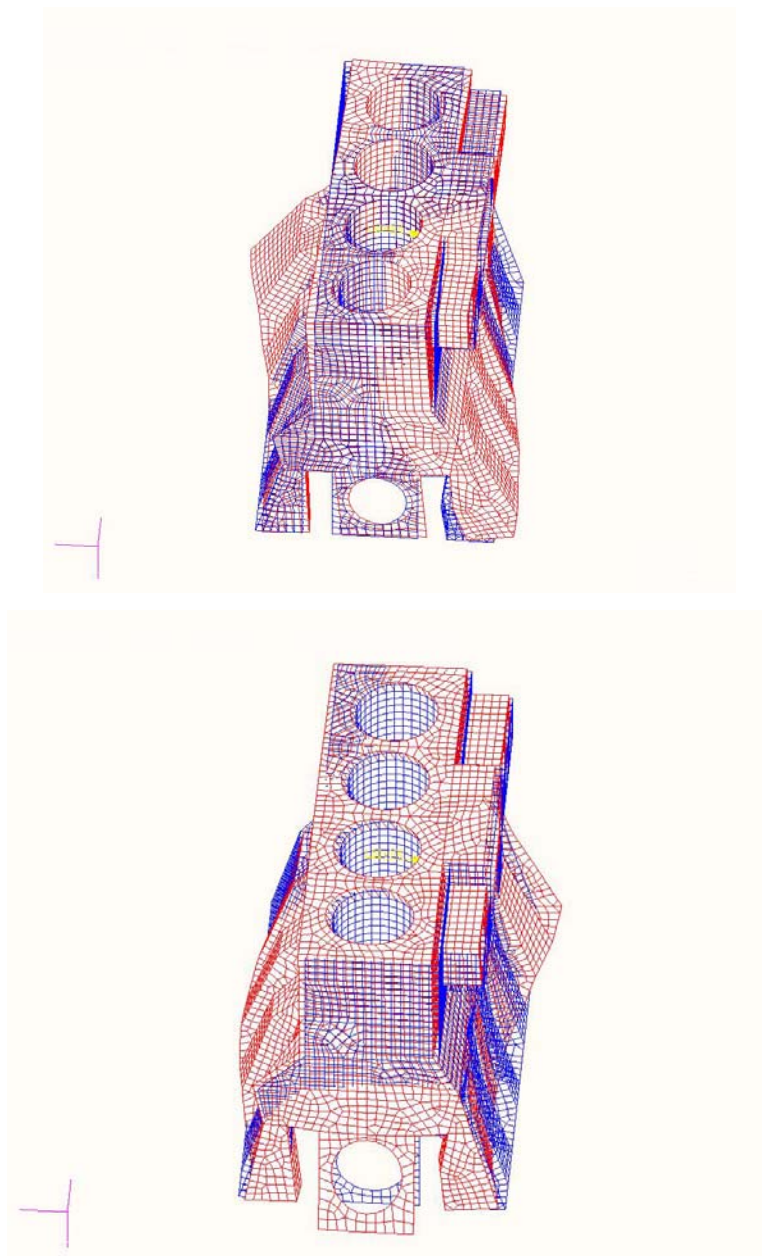


Figura 5.15 – Deformação do bloco com excitação em 454Hz e 612Hz respectivamente.

5.5 – Análise acústica com métodos determinísticos (usando BEM)

Uma vez que o bloco de motor é uma estrutura complexa em sua geometria, utilizou-se o método de Elementos de Contorno para os estudos acústicos, Soeiro [32]. Um software comercial, SYSNOISE, foi então empregado para obtenção dos níveis de pressão sonora, diretividade e eficiência de radiação.

Utilizou-se o método indireto em BEM para o estudo de radiação acústica, Desmet e Sas [3], a partir de resultados de deslocamento de análises forçadas em elementos finitos, os quais

foram transformados em condições de contorno para o problema. A figura 5.16 mostra o modelo em elementos de contorno para o bloco de motor. Devido à sua discretização (considerando 6 elementos por comprimento de onda, Gerges [36]), a malha envolvida permite obtenção de resultados até a frequência de 2597 Hz, segundo SYSNOISE [57]. A mesma discretização acaba por elevar o tempo computacional envolvido, o que, em alguns casos, pode ser contornado utilizando simetria, característica esta que não pôde ser utilizada para o bloco de motor objeto deste trabalho. Assim, o programa SYSNOISE levou em média 17 horas para a obtenção de resultados para cada frequência, o que inviabiliza sua utilização em faixas de frequência. Portanto, neste trabalho foram realizadas análises discretas em 454 Hz, 612 Hz e são apresentados, em caráter ilustrativo, resultados para a frequência de 2462 Hz.

A seguir serão apresentados alguns estudos acústicos utilizando os modelos 1 e 4 descritos anteriormente, visando a obtenção de níveis de pressão sonora em planos ou região vizinha ao bloco, bem como a diretividade associada aos modos acima definidos (454 Hz e 612 Hz).

A obtenção dos dados correspondentes a níveis de pressão sonora e diretividade permitirá entender como o bloco de motor se comporta, pelo ponto de vista acústico, em seus modos naturais de vibração quando em operação. Os resultados podem, então, influenciar o projeto de blocos de motor, indicando as regiões de atuação para controle de ruído.

Considerando que a discretização envolvida no modelo 1 demandou alto tempo computacional para cada frequência, o que inviabilizaria uma análise em faixa de frequência, utilizou-se o modelo 4 para obtenção de resultados para eficiência de radiação em uma faixa de frequência de 475 a 620Hz.

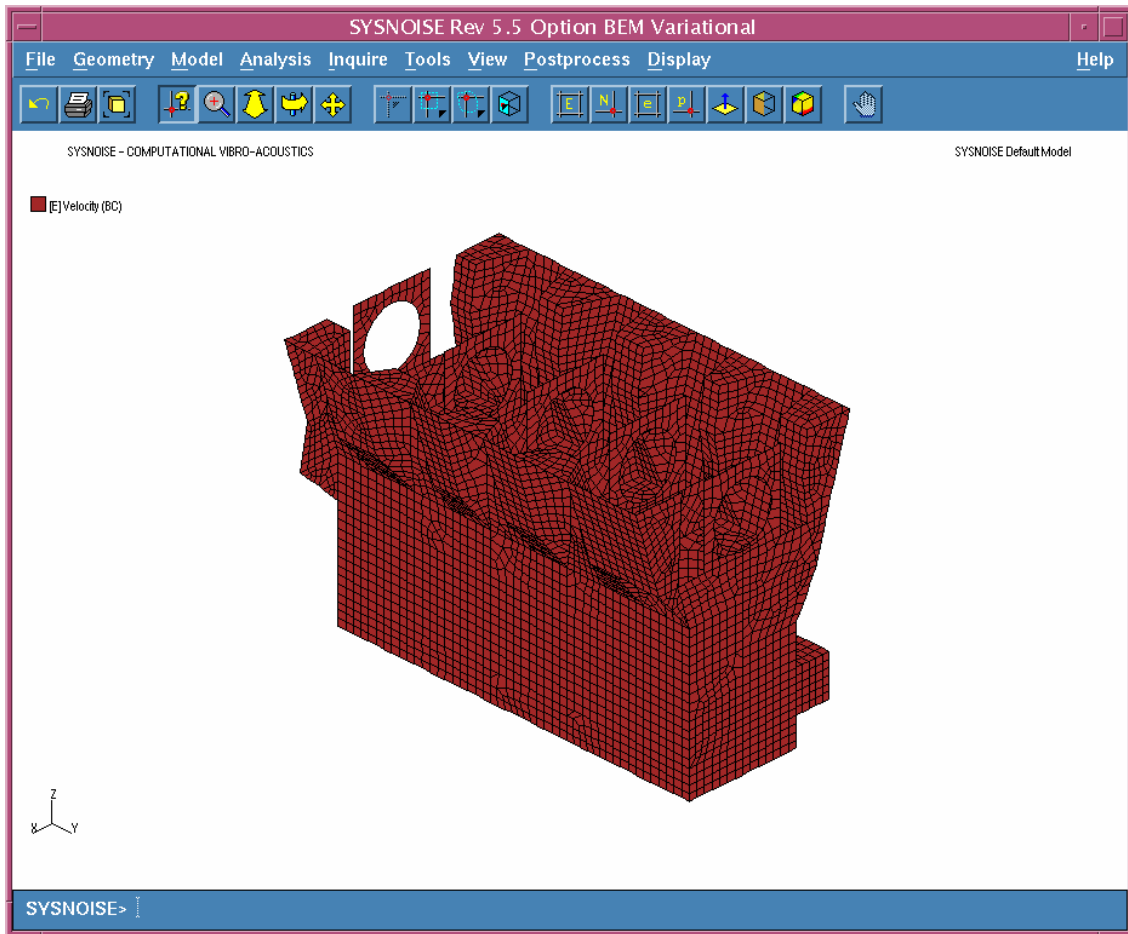


Figura 5.16 – Modelo 1 utilizado em BEM.

5.5.1 – Resultados Obtidos

5.5.1.1 – Modelo 1

A figura 5.17 apresenta a diretividade obtida para a frequência de 454 Hz. Pode-se constatar no gráfico que os lados do bloco possuem diferentes tipos de comportamento. O lado do bloco contendo uma saliência possui diretividade com maiores valores e área de lóbulo maior no 3º. quadrante (região com menos saliências) e menores no quadrante 2, enquanto que no lado reto, pode-se constatar dois lóbulos com níveis muito próximos nos quadrantes 1 e 4. A figura 5.18 complementa as informações obtidas pela diretividade apresentando os níveis de pressão sonora em um plano a 1m do bloco de motor.

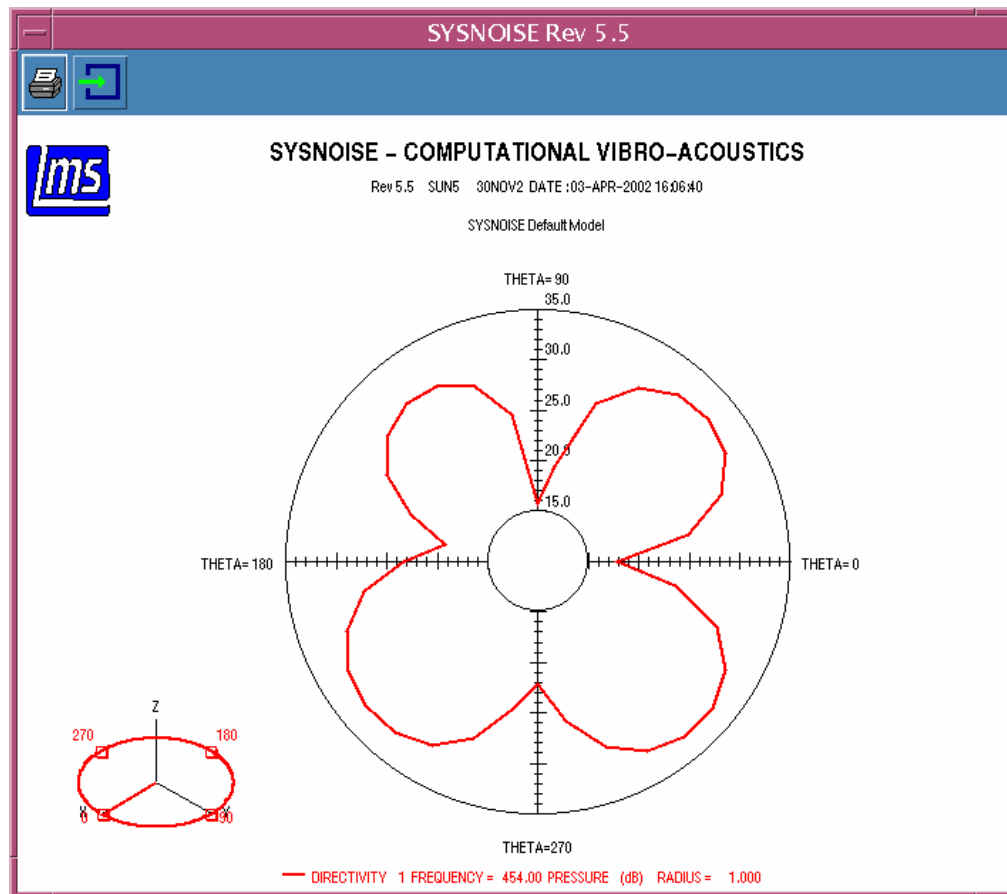


Figura 5.17 – Diretividade do bloco em 454Hz

Na frequência de 612Hz, a figura 5.19 indica que o comportamento acústico do bloco difere quanto aos seus lados. O lado do bloco onde há uma saliência possui diretividade mais espalhada nos quadrantes 2 e 3. As figuras 5.20 e 5.21 apresentam os níveis de pressão sonora a 1 m associados a frequência de 612Hz. Pode-se notar que o nível de pressão sonora no plano a 1m referente ao lado do bloco sem saliência (reto) tem valor máximo concentrado no centro do plano. Considerando o lado com a saliência, a figura 5.21 apresenta níveis máximos fora do centro do plano.

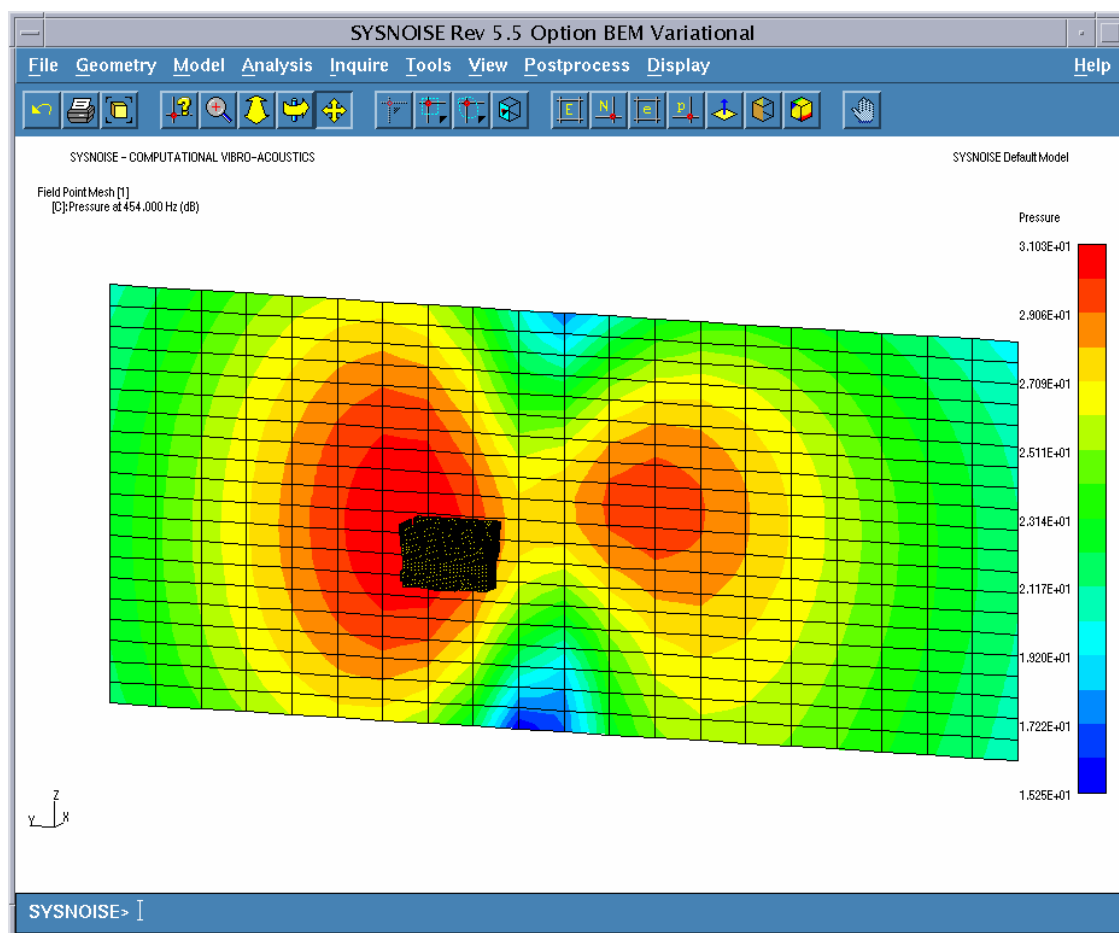


Figura 5.18 – Níveis de pressão acústica associados ao primeiro modo de vibração do bloco (454Hz) – Plano 1m de distância.

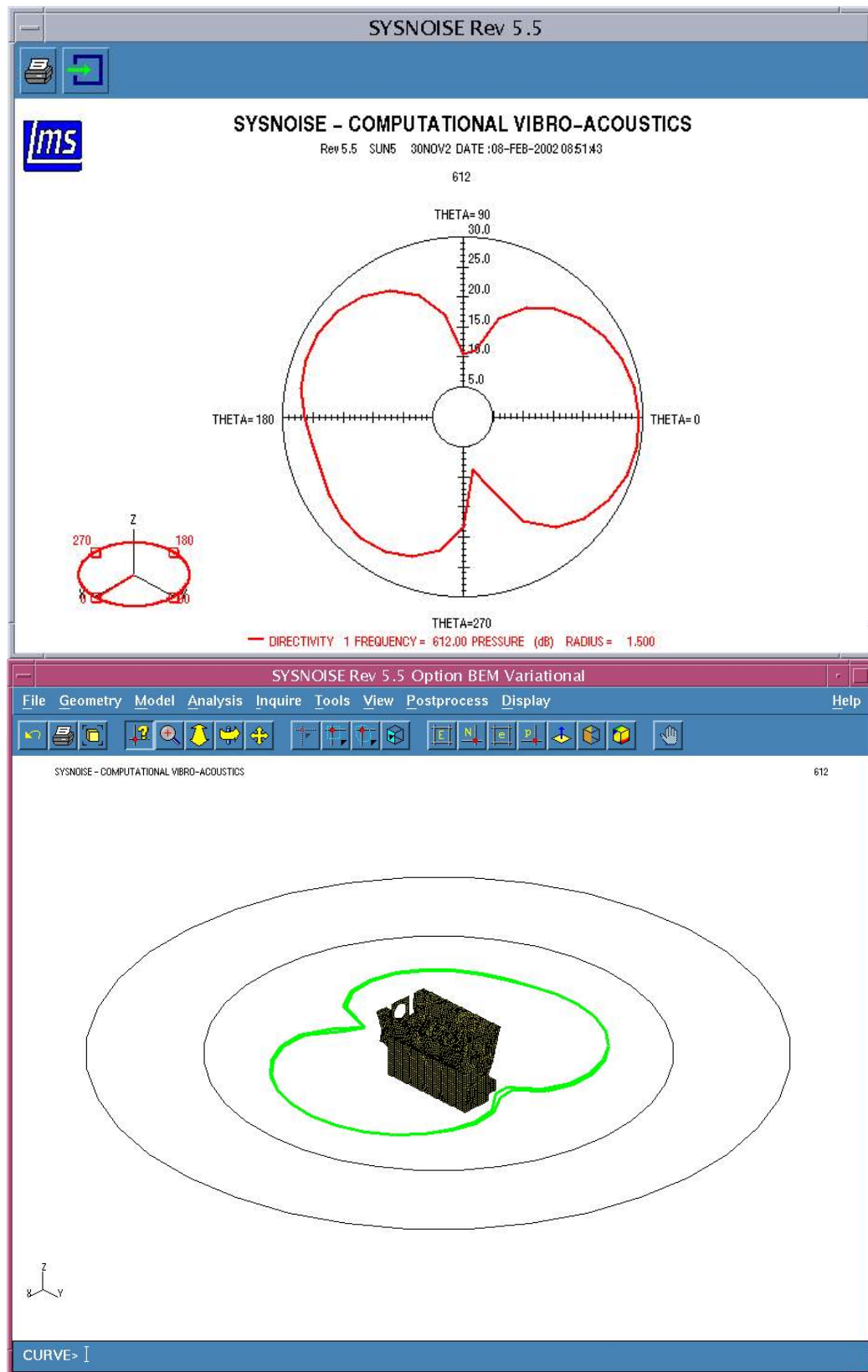


Figura 5.19 – Diretividade em 612 Hz.

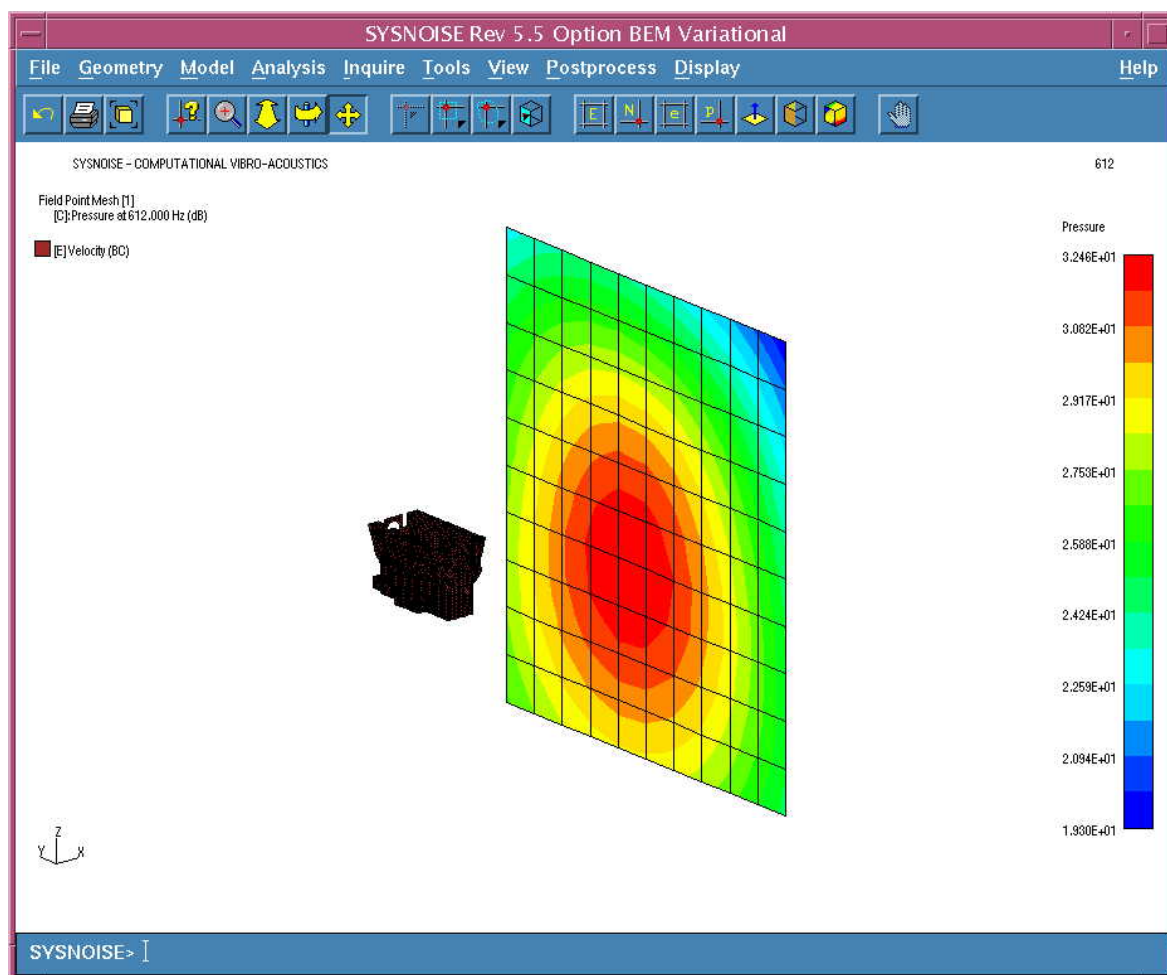


Figura 5.20 – Níveis de pressão acústica associados a 612Hz – Plano 1m de distância.

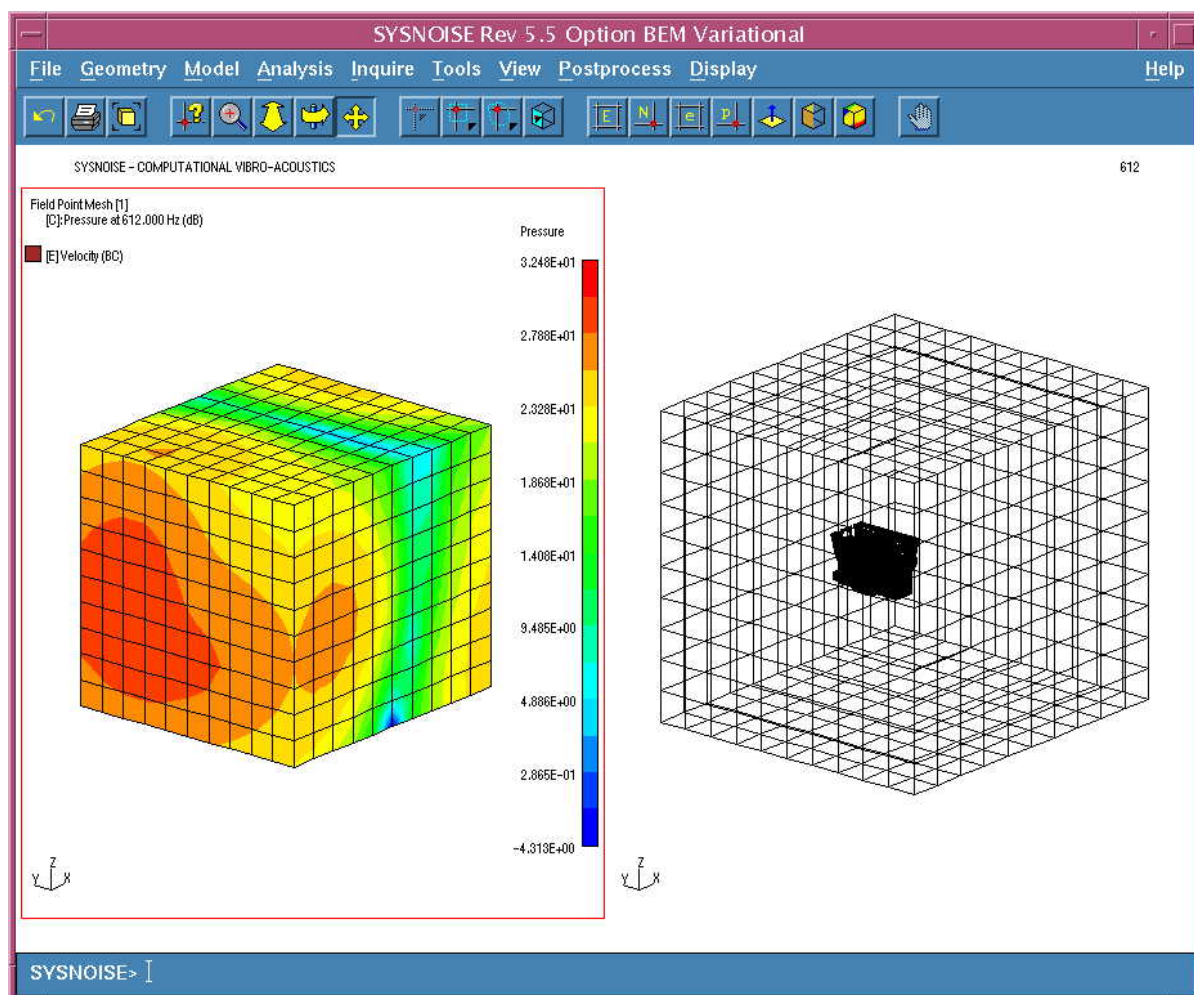


Figura 5.21 – Níveis de pressão acústica associados a 612Hz – Diversos planos.

Considerando o modelo 1, devido à sua maior discretização e considerando 6 elementos por comprimento de onda, haveria a possibilidade de se obterem respostas em frequências mais elevadas. Assim, os resultados de uma análise para 2462Hz é apresentada em caráter ilustrativo nas figuras 5.22 e 5.23. A figura 5.22 apresenta níveis de pressão sonora em plano a 1m do bloco bem como o campo de velocidades (condição de contorno para o problema) gerado pelo SYSNOISE para 2462 Hz a partir dos deslocamentos nodais obtidos na análise forçada em elementos finitos. Pode-se observar que os níveis máximos de pressão sonora se concentram na região do plano a 1m próxima ao centro do bloco. Uma vez que o modelo em elementos finitos não foi validado para a frequência acima citada, os resultados são puramente ilustrativos.

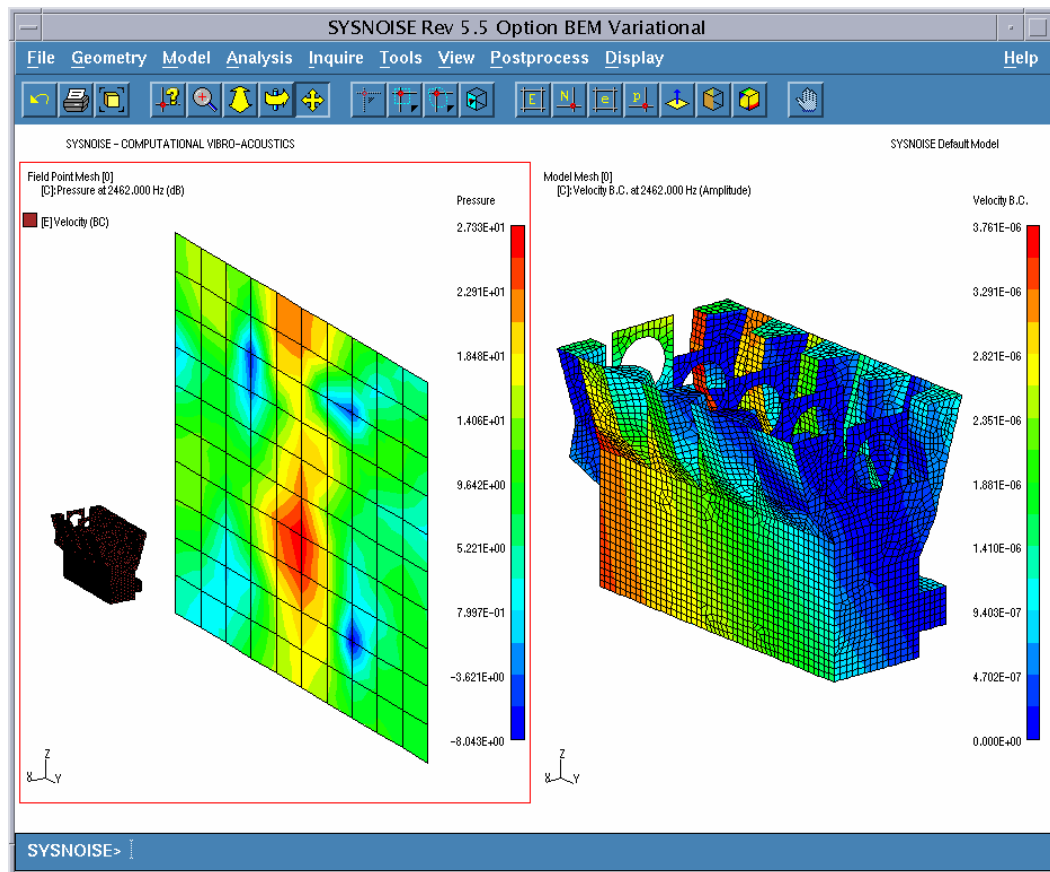


Figura 5.22 – Níveis de pressão acústica associados a 2462Hz – Plano 1m de distância.

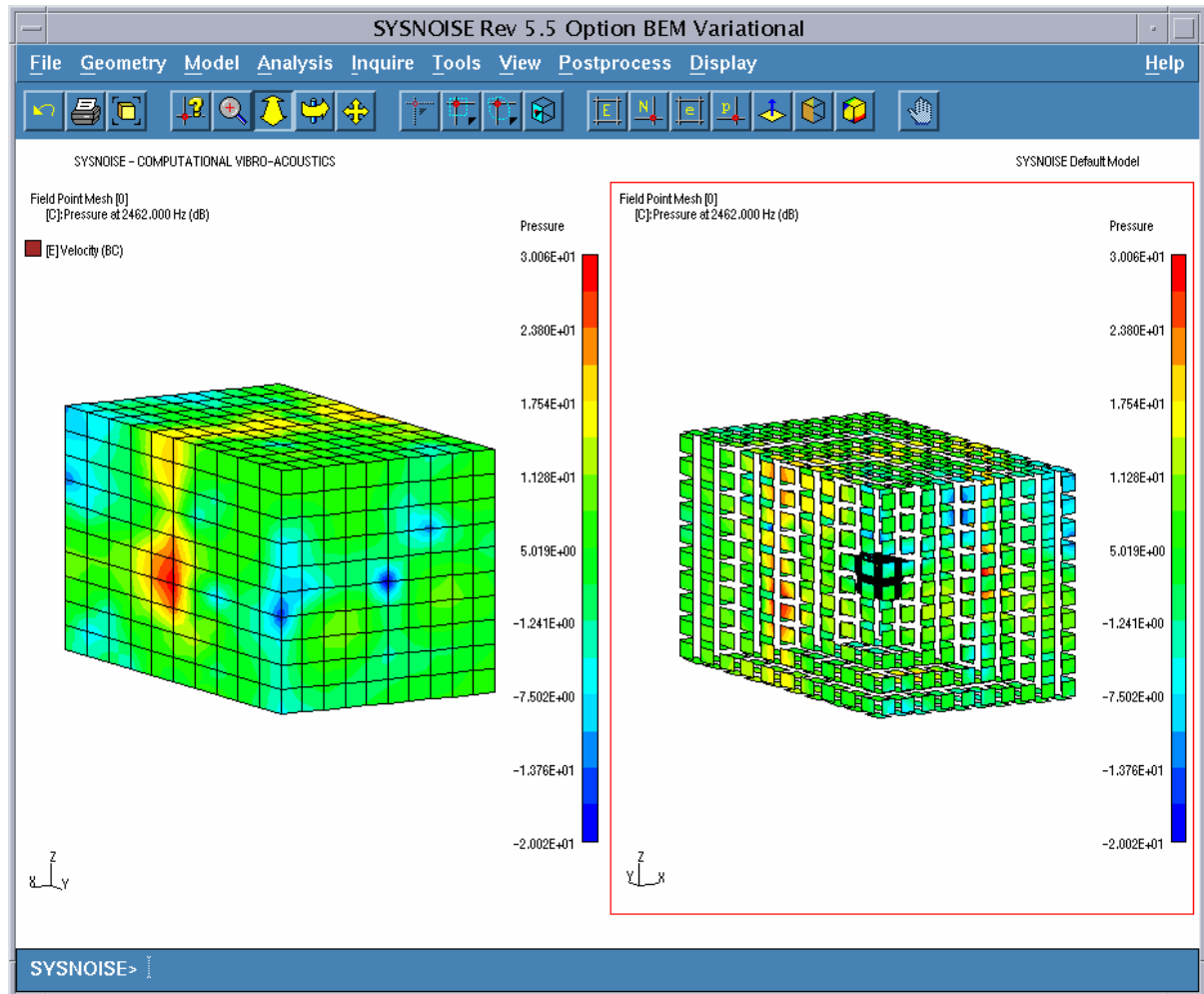


Figura 5.23 - Níveis de pressão acústica associados a 2462Hz – Diversos planos.

5.5.1.2 – Modelo 4

O modelo 4, menos discretizado, é mostrado na figura 5.24. Este modelo foi utilizado para análises em faixa de frequência de 475 a 620 Hz. As análises foram análogas às utilizadas para o modelo 1. No entanto, devido à redução do tempo computacional envolvido, dados de eficiência de radiação puderam ser obtidos para a faixa acima descrita, podendo ser vistos na figura 5.25.

Os resultados para as frequências limites da faixa analisada para pressão sonora e diretividade são mostrados nas figuras 5.26 e 5.27.

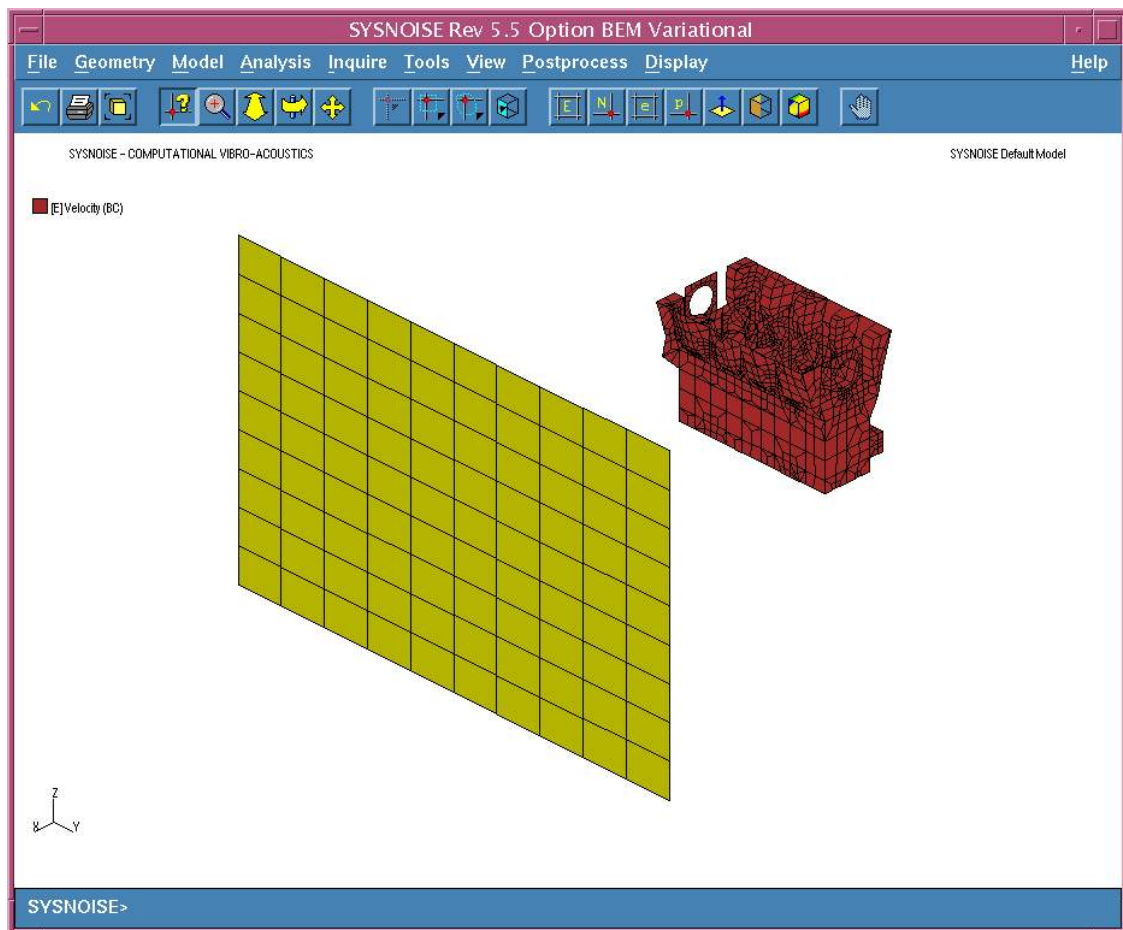


Figura 5.24 – Modelo menos refinado do bloco e plano a 1 metro.

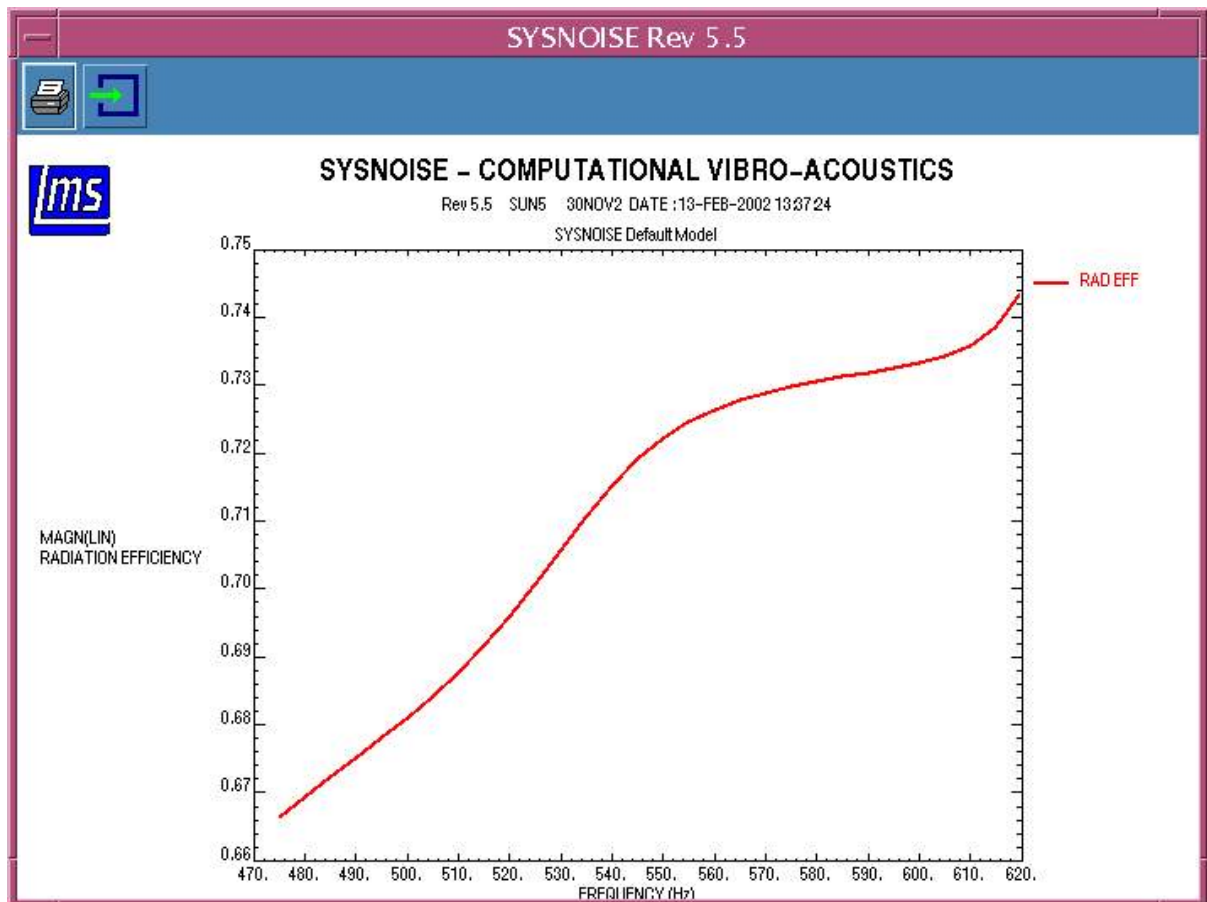


Figura 5.25 - Eficiência de radiação – Modelo 4.

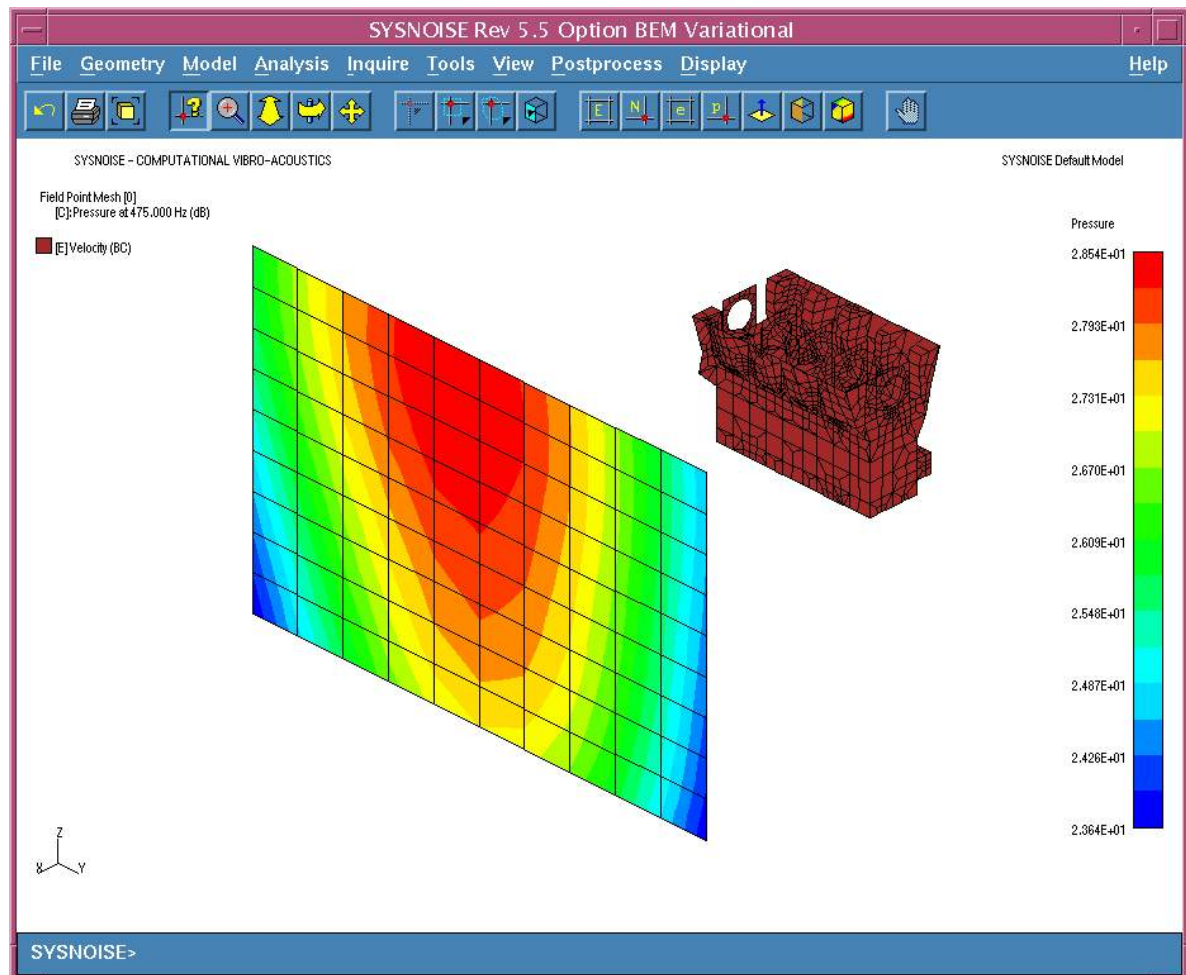


Figura 5.26 - Pressão 1m em 475Hz – Modelo 4.

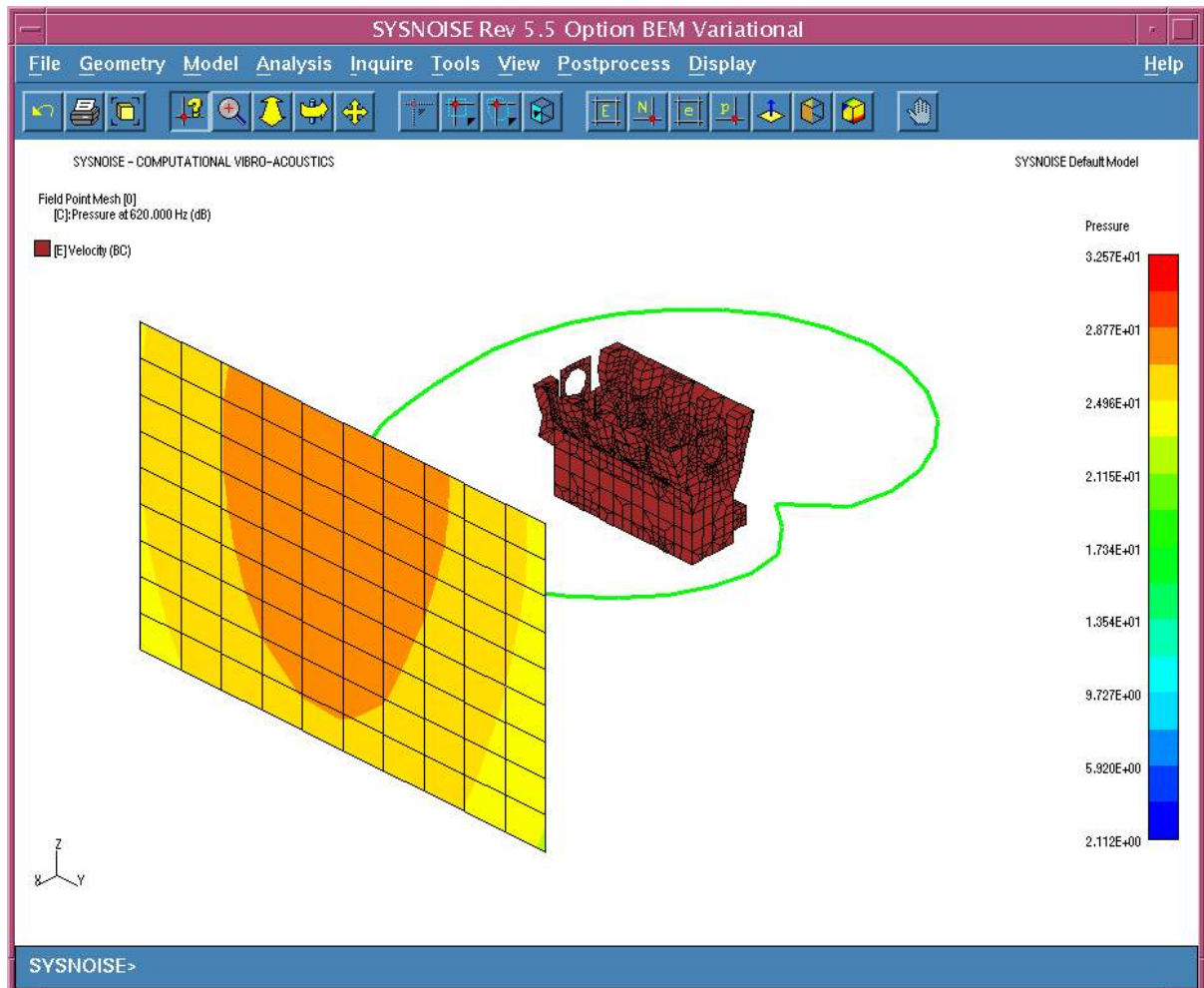


Figura 5.27 - Pressão 1m em 620Hz e diretividade – Modelo 4.

5.6 – Modificações impostas ao bloco de motor

Objetivando mostrar a aplicabilidade e versatilidade da metodologia aqui apresentada em mudanças de projeto, algumas mudanças serão propostas e analisadas

5.6.1 - Inclusão de Estrutura “Ladder Frame”

A inclusão de uma estrutura que visa dentre outras coisas minimizar ruído irradiado pelo motor cujo nome é “Ladder Frame” foi analisada. A utilização de tal estrutura pode representar uma redução de até 5 dB, segundo Agren et al [17]. O “Ladder Frame” conecta as saias do bloco sem, no entanto, estar ligada aos mancais. A figura 5.28 apresenta uma proposta para o “Ladder Frame” bem como sua instalação no bloco.

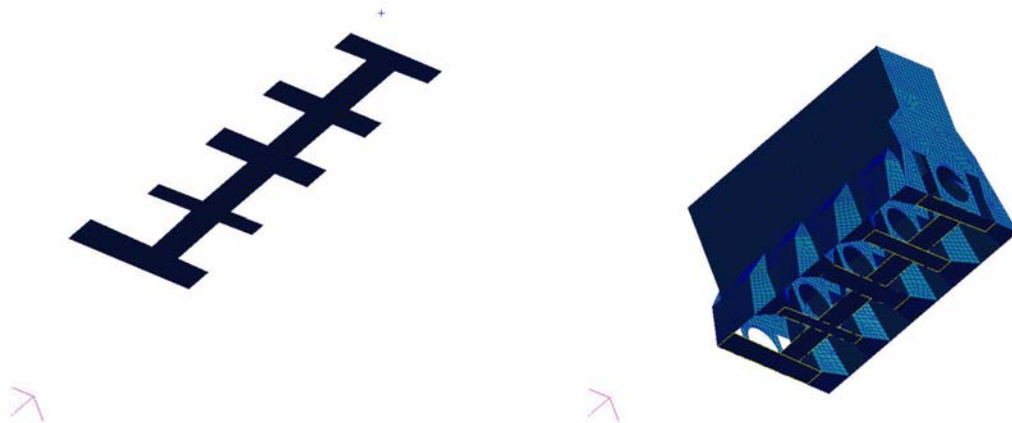


Figura 5.28 – Estrutura do “ladder frame” e sua disposição quando junto ao bloco.

A inclusão da estrutura ao bloco provocou mudanças no comportamento do bloco. Os primeiros quatro modos de vibração encontrados numericamente foram modos locais nas regiões dos mancais. O primeiro modo global do bloco foi obtido em 672,78 Hz, figura 5.29. A figura 5.30 mostra a forma modal vibração para a frequência de 717,18Hz. A lista de todos os modos obtidos numericamente para a faixa de frequência até 2kHz é apresentada no apêndice C.

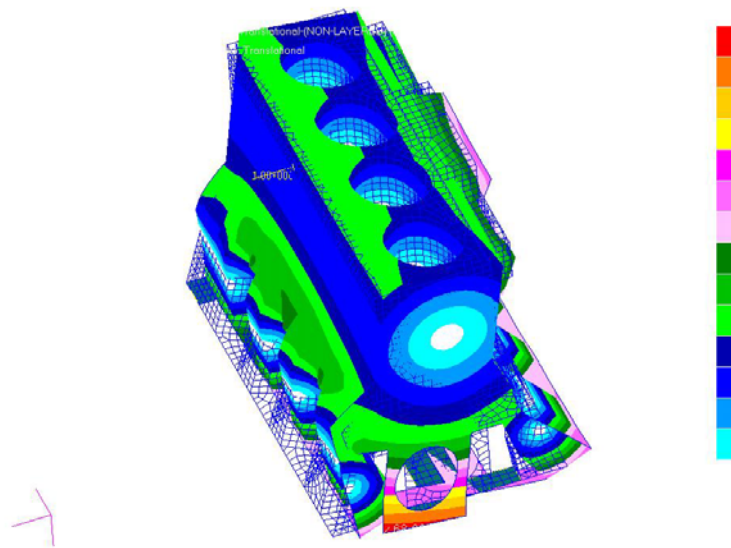


Figura 5.29 – Modo de vibração do conjunto Bloco - “ladder frame” em 672,78 Hz.

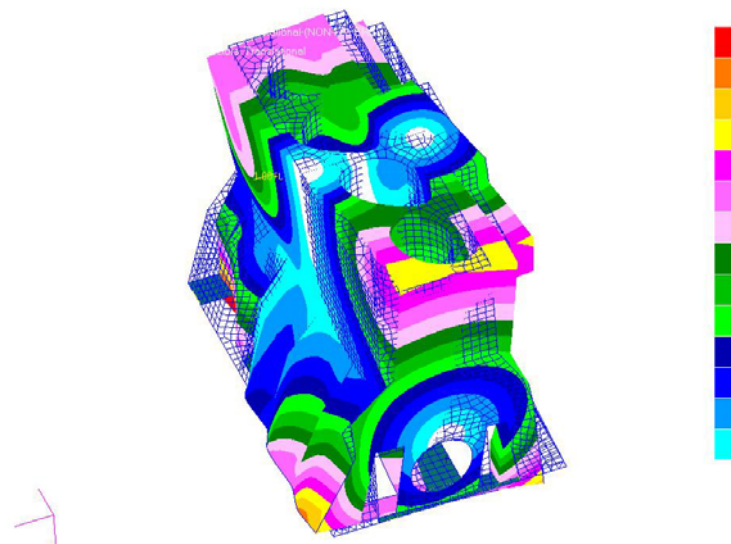


Figura 5.30 – Modo de vibração do conjunto bloco - “ladder frame” em 717,18 Hz.

Aplicando forças análogas àsquelas apresentadas em etapa anterior (item 5.4 – análise forçada) obteve-se resultados para diretividade e nível de pressão sonora em planos a 1 metro de distância do bloco. As figuras 5.31 e 5.32 mostram os níveis de pressão sonora e diretividade obtidas para o modo de vibração em 672,78 Hz. A figura 5.32, que fornece dados de diretividade apresenta lóbulos muito semelhantes para os dois lados do bloco.

Comparando as figuras 5.5 e 5.30, modo numérico utilizando modelo 1 e utilizando “ladder Frame” respectivamente, percebe-se muitas semelhanças entre as formas modais. Os resultados, se comparados, para as análises nestas duas frequências, figuras 5.17 e 5.18 para o modelo sem “ladder frame” em 454 Hz e figuras 5.31 a 5.33 para o modelo contemplando

“Ladder Frame” em 717,18 Hz apresentam diferença nos níveis de pressão sonora a 1 metro bem como na diretividade obtida. Os níveis de pressão sonora são inferiores e a diretividade encontrada para o modelo com “Ladder Frame” apresenta lóbulos muito semelhantes para os dois lados do bloco. A análise no entanto, deve ser feita de forma qualitativa, uma vez que dados detalhados sobre o “Ladder Frame” não foram disponibilizados. Ainda assim, as respostas obtidas permitem afirmar que a utilização de estrutura tipo “Ladder Frame” deveria trazer benefícios em termos de ruído irradiado pelo motor.

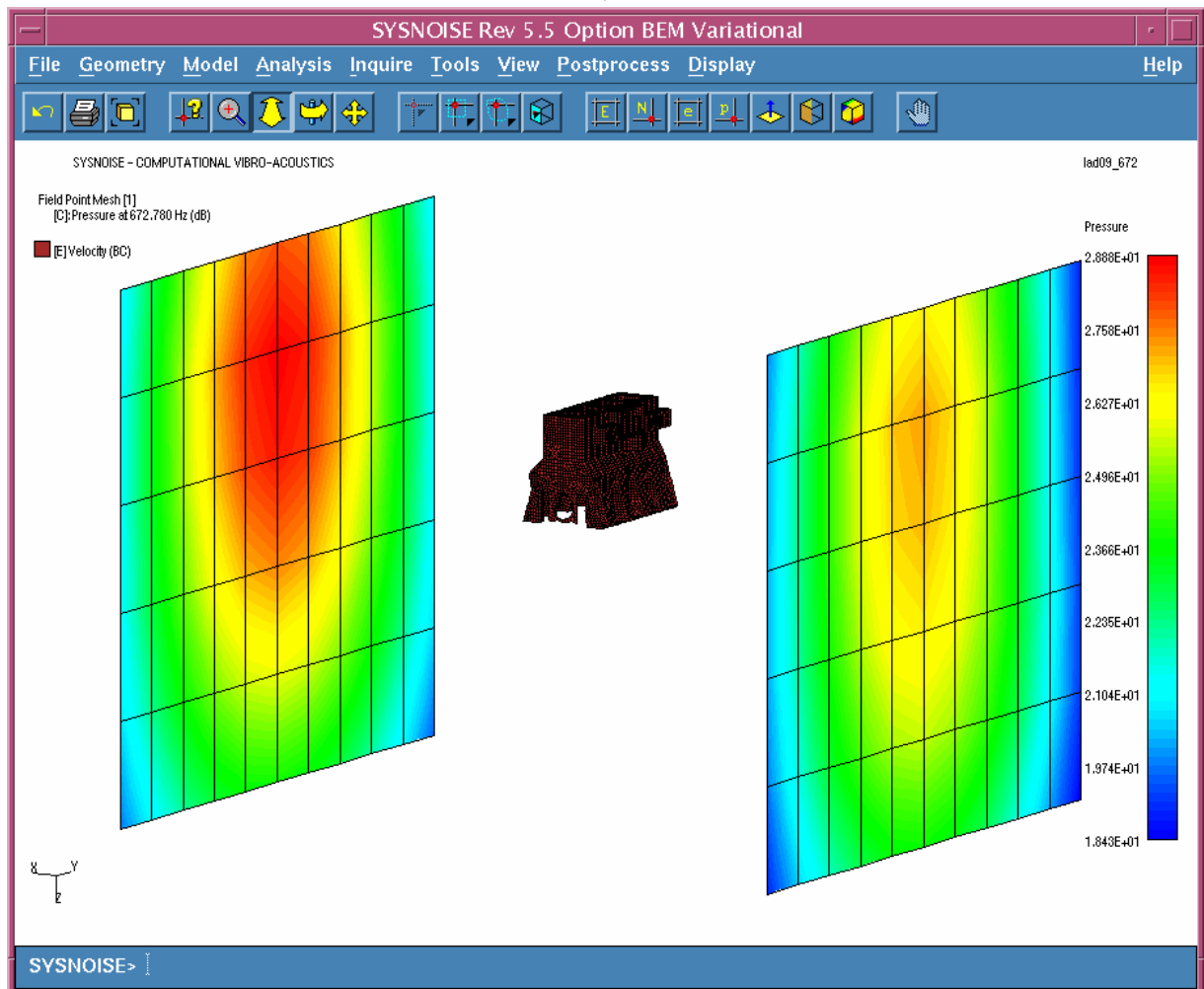


Figura 5.31 – Níveis de pressão sonora a 1m para conjunto bloco - “ladder frame” – 672,78Hz

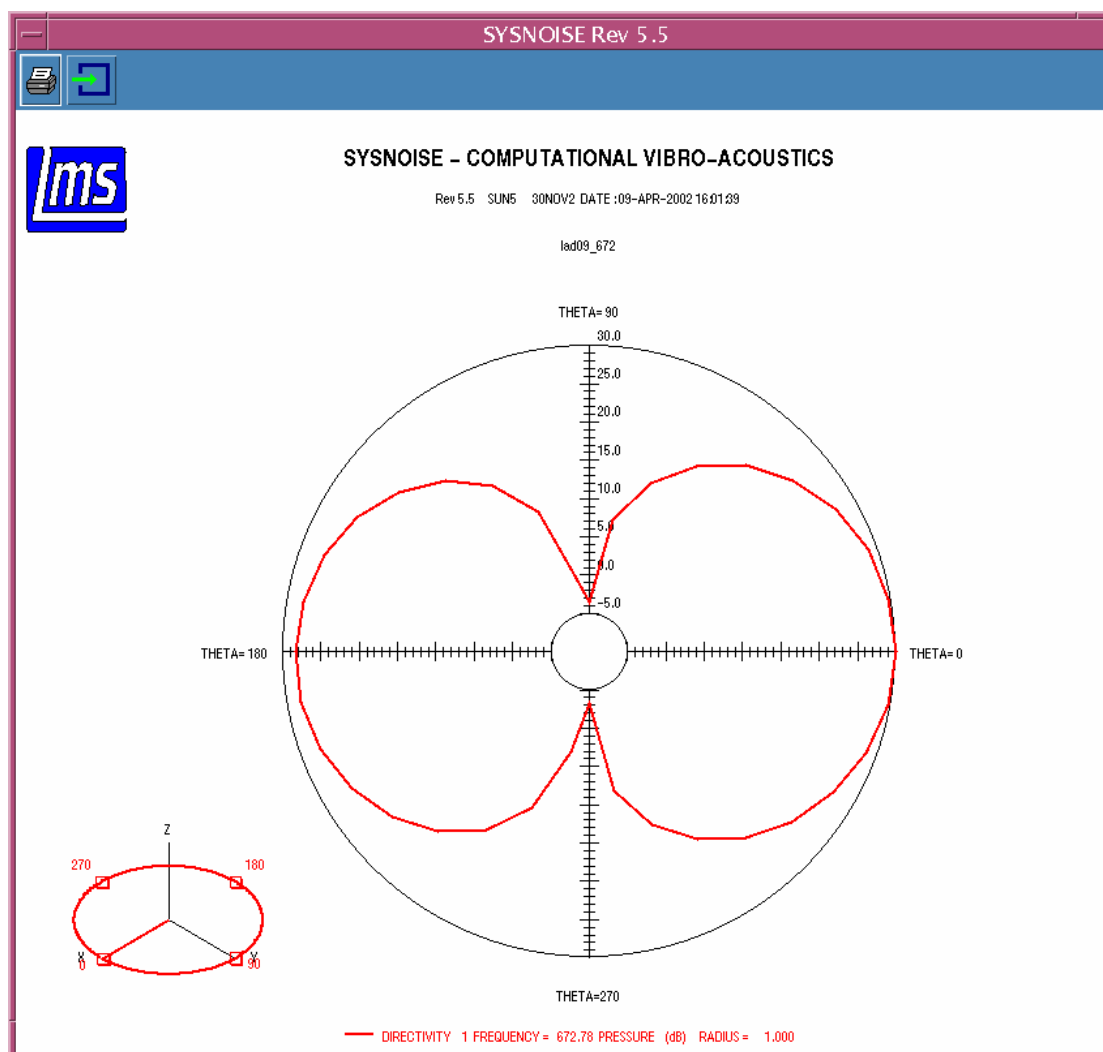


Figura 5.32 – Diretividade para conjunto bloco - “ladder frame” – 672,78Hz (A)

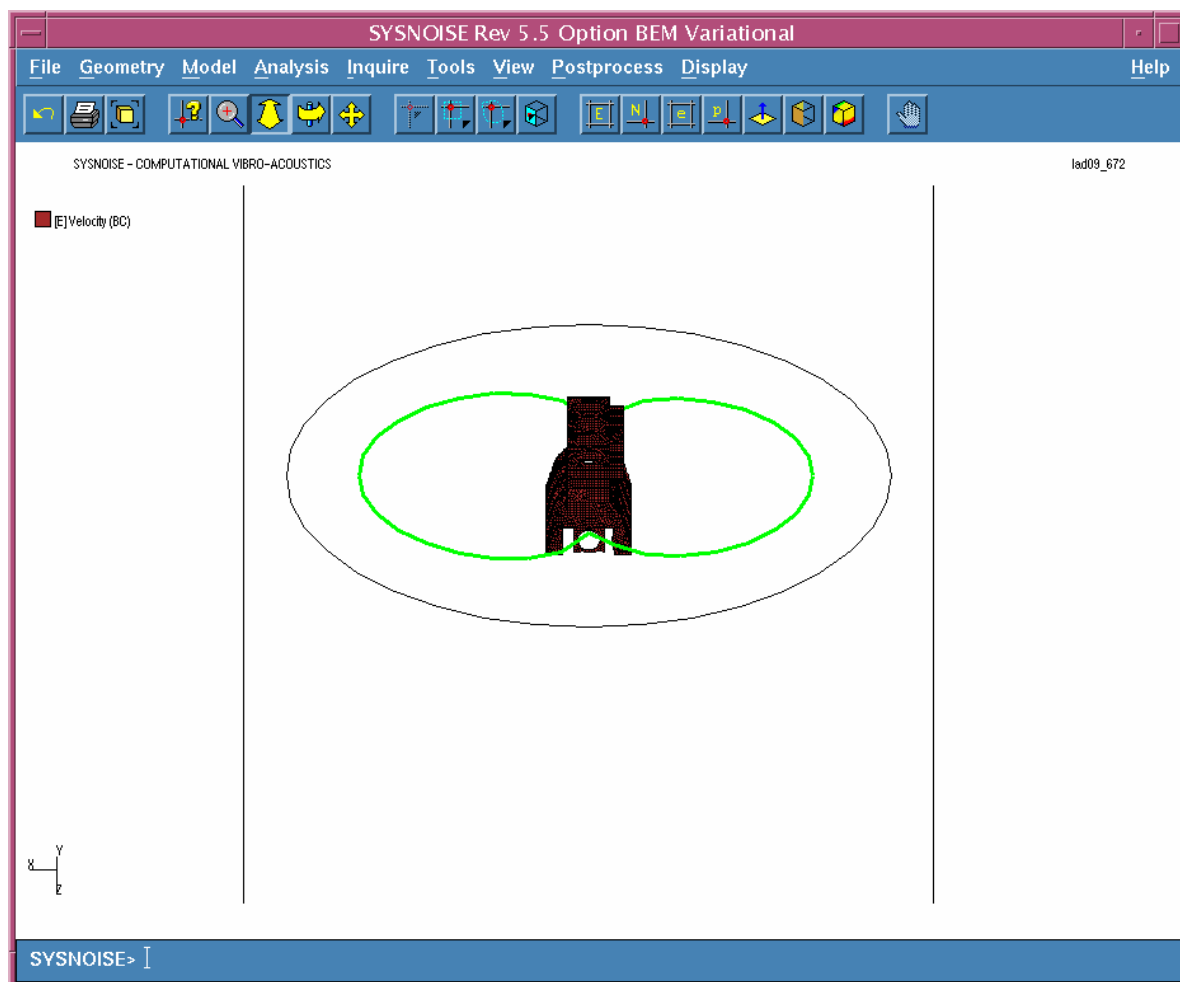


Figura 5.33 – Diretividade para conjunto bloco - “ladder frame” – 672,78Hz (B)

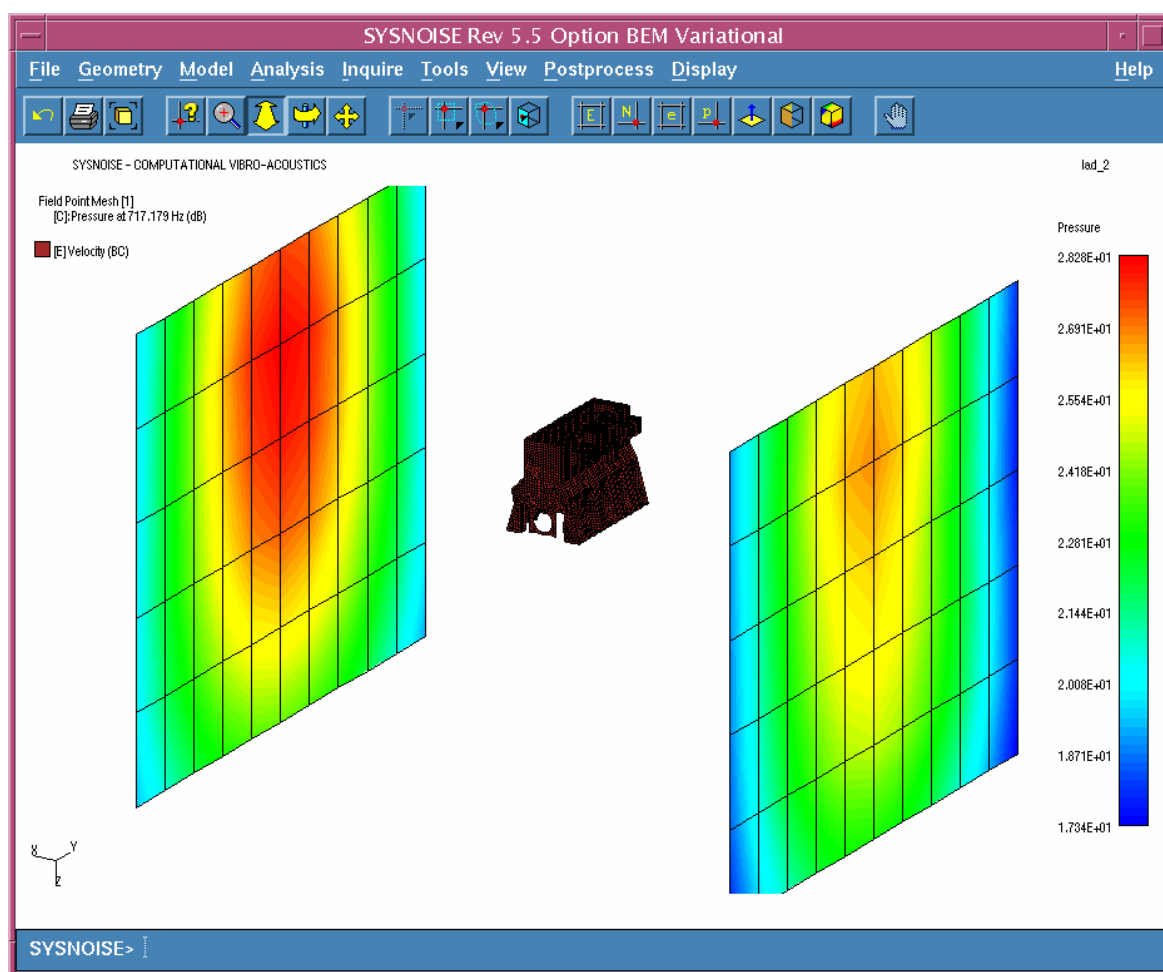


Figura 5.34 – Níveis de pressão sonora a 1m para conjunto bloco - “ladder frame” – 717,18Hz

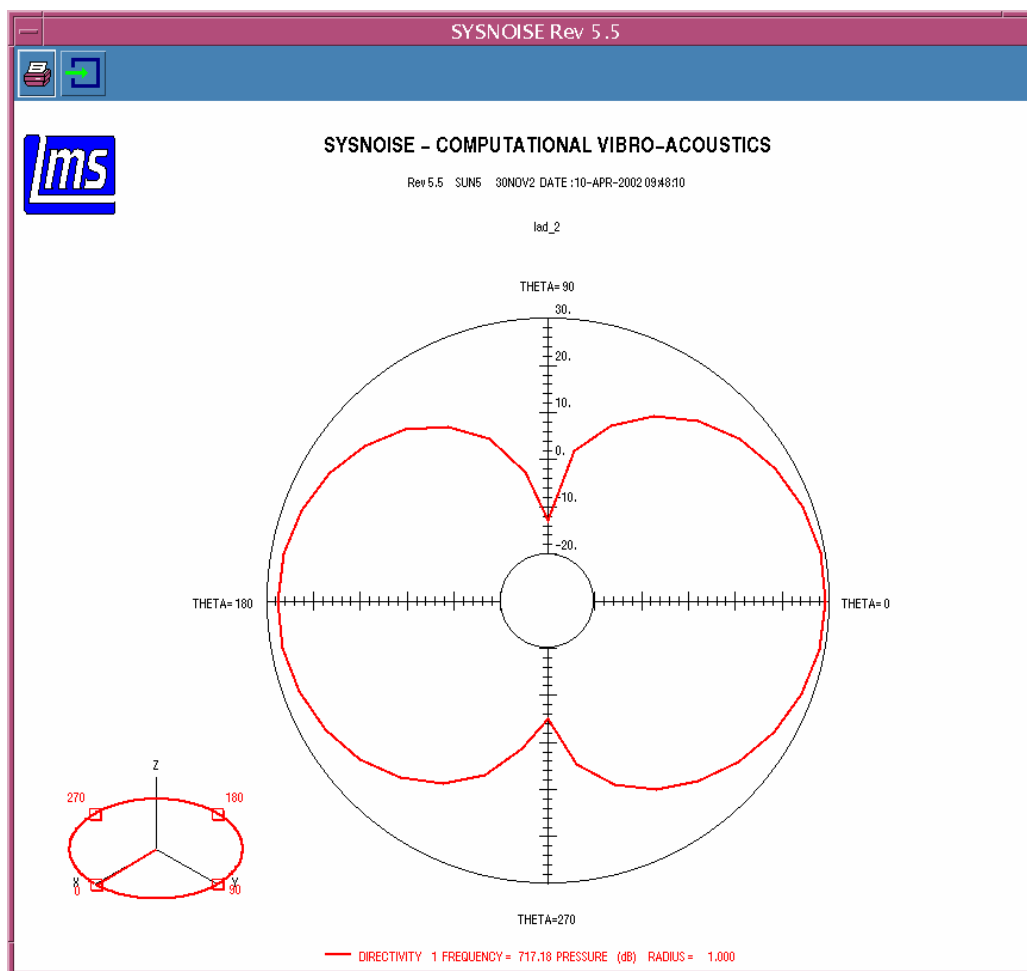


Figura 5.35 – Diretividade para conjunto bloco - “ladder frame” – 717,18Hz (A)

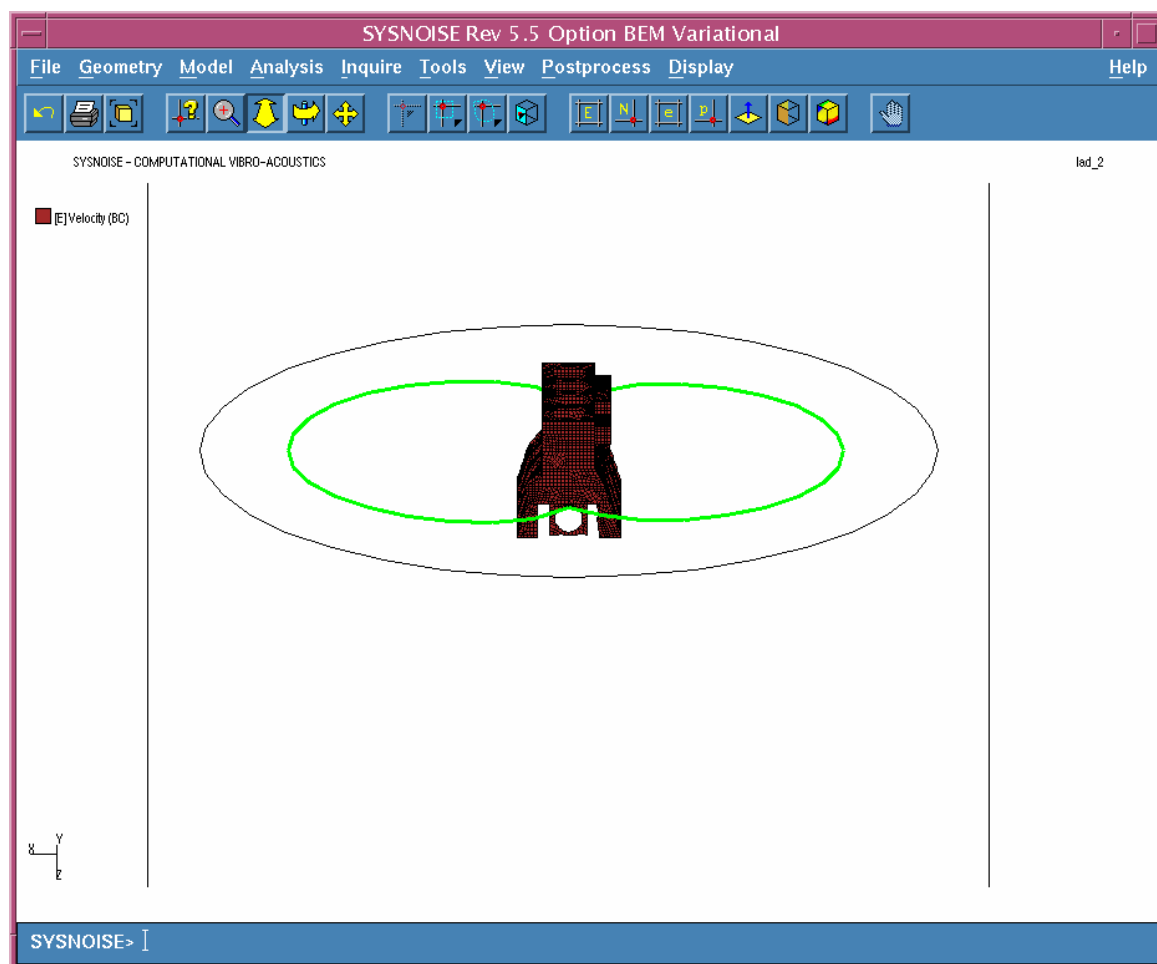


Figura 5.36 – Diretividade para conjunto bloco - “ladder frame” – 717,18Hz (B)

5.6.2 – Bloco Tipo “Short Skirt”

Outra opção de bloco analisada utilizando a metodologia descrita neste trabalho foi o bloco tipo “Short skirt”. Neste tipo de construção, o bloco não possui as saias laterais, como pode ser visto na figura 5.37.

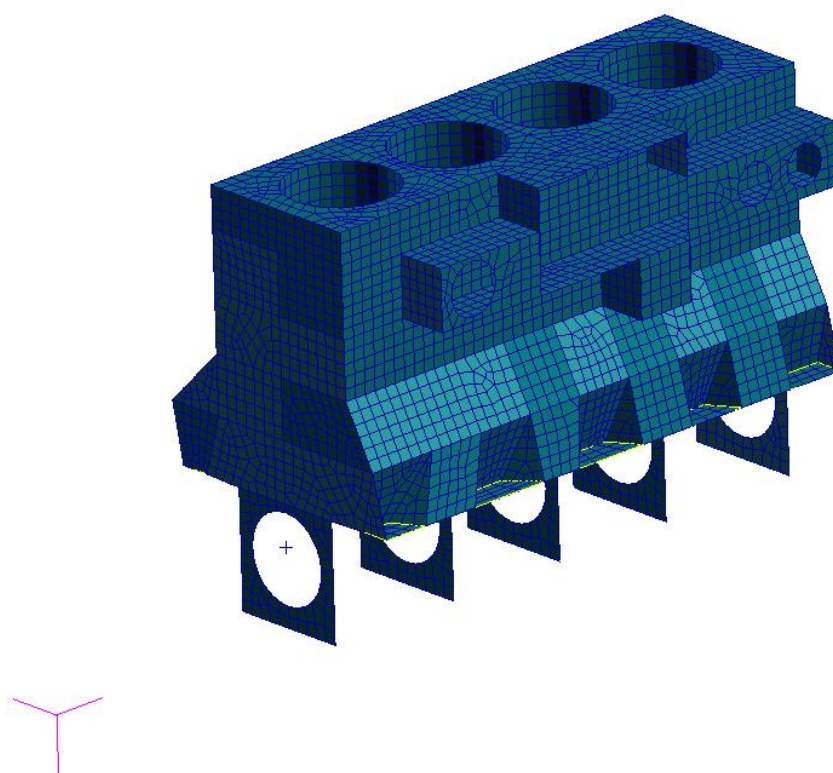


Figura 5.37 – Bloco de motor tipo “short skirt”

A análise modal numérica do bloco em questão apresentou mudanças nos valores das frequências dos modos naturais. A tabela 5.3 mostra os valores para as primeiras frequências naturais.

As forças aplicadas ao bloco foram as mesmas utilizadas para as demais opções de bloco analisadas, ou seja, forças aplicadas ao 3º. mancal principal e camisa, ver item 5.4.

Tabela 5.3 – Dez primeiros modos naturais para bloco “short skirt”.

Modo	Frequência (Hz)
1	594,48
2	605,62
3	613,26
4	614,7
5	679,99
6	711,97
7	847,92
8	875,98
9	1042,3
10	1093,6

Visando manter o mesmo padrão para análise dos diversos tipos de motor, os deslocamentos nodais obtidos em resposta forçada foram aqueles que representam características de comportamento análogos aos outros modelos de bloco, ou seja, neste caso como nos outros os mesmos modos (torção e flexão) foram analisados. A figura 5.38 e 5.39 apresentam os modos em 679,99Hz e 847,92Hz respectivamente.

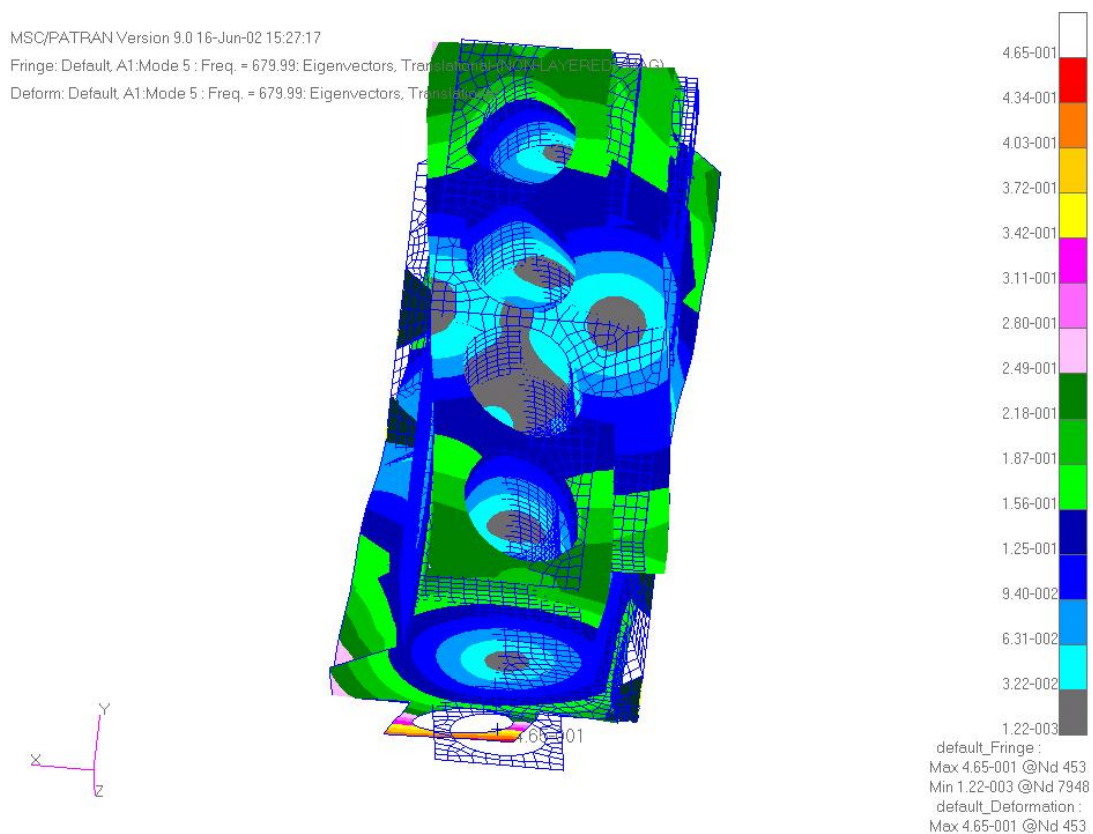


Figura 5.38 – Bloco de motor tipo “short skirt” em 679,99 Hz

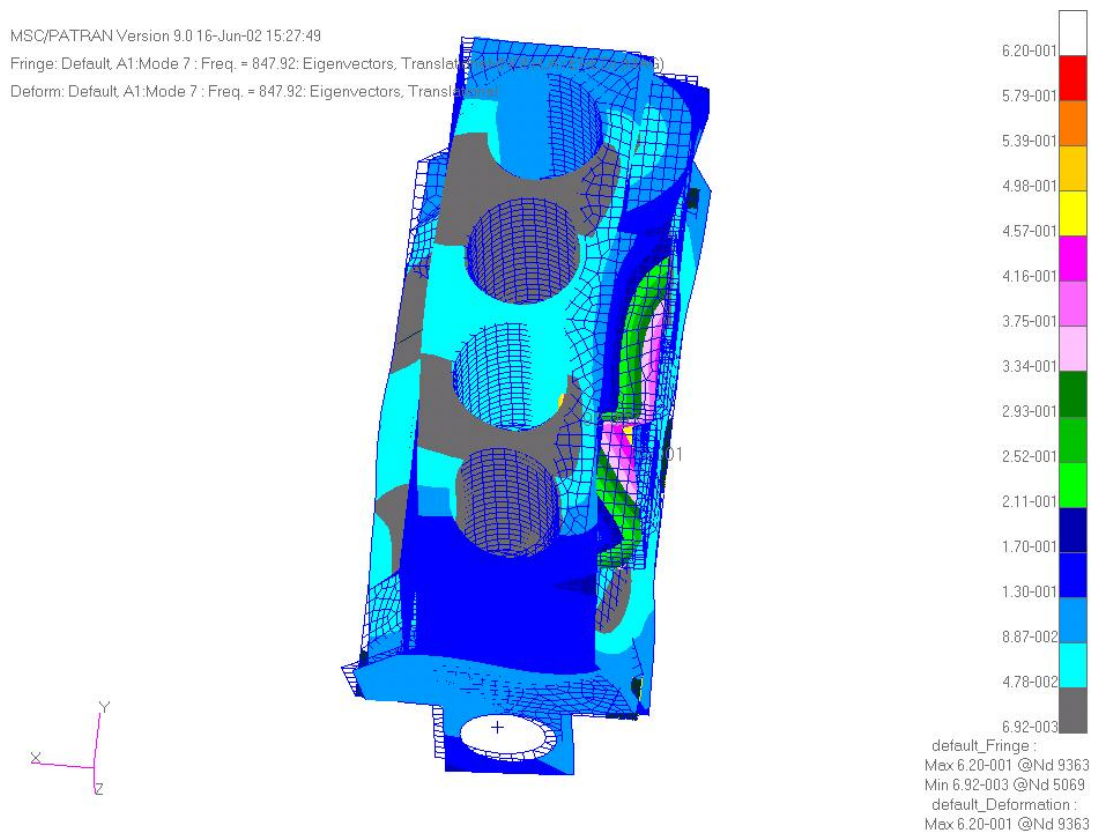


Figura 5.39 – Bloco de motor tipo “short skirt” em 847,92 Hz

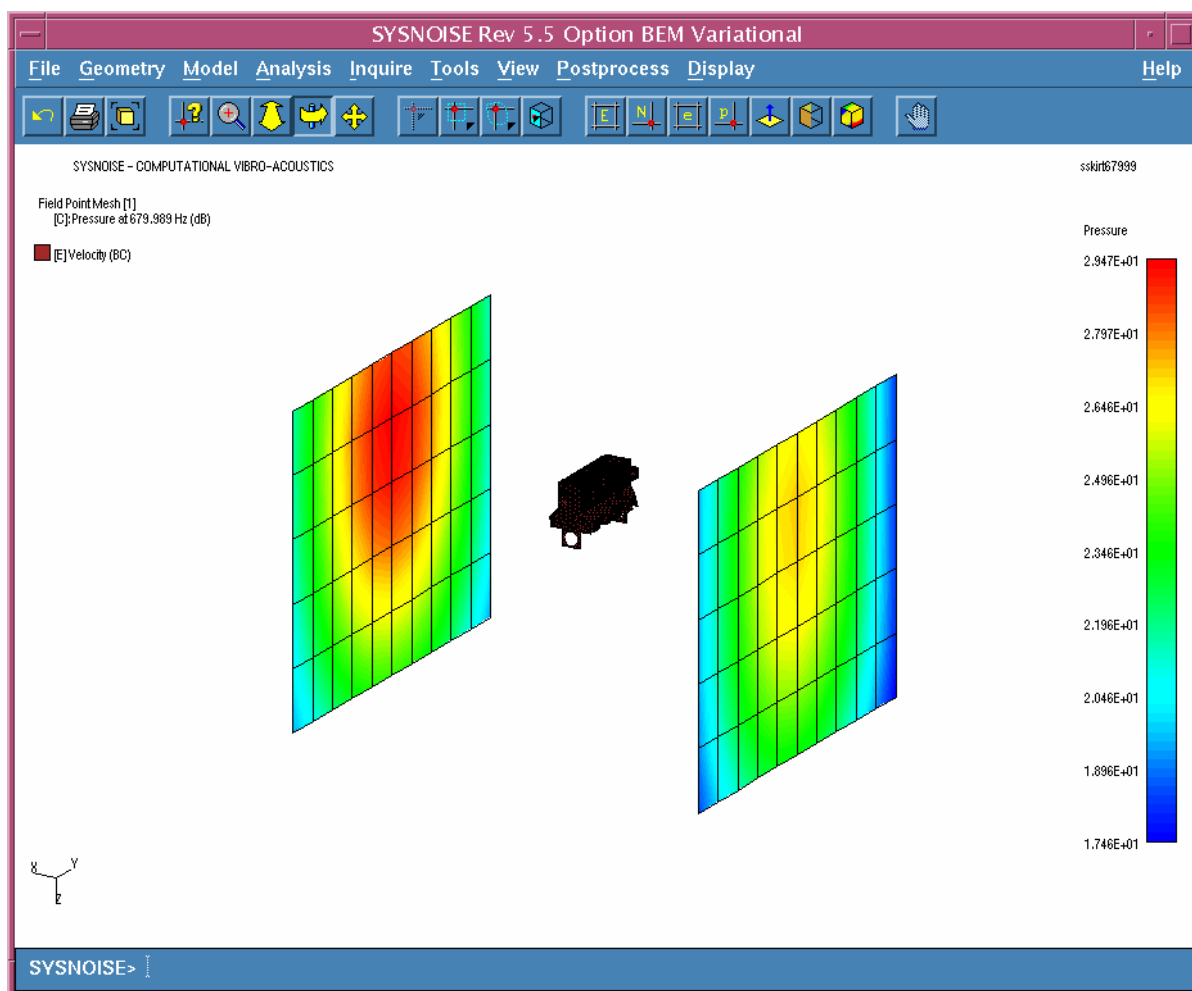


Figura 5.40 – Nível de pressão sonora a 1m na frequência de 679,99Hz

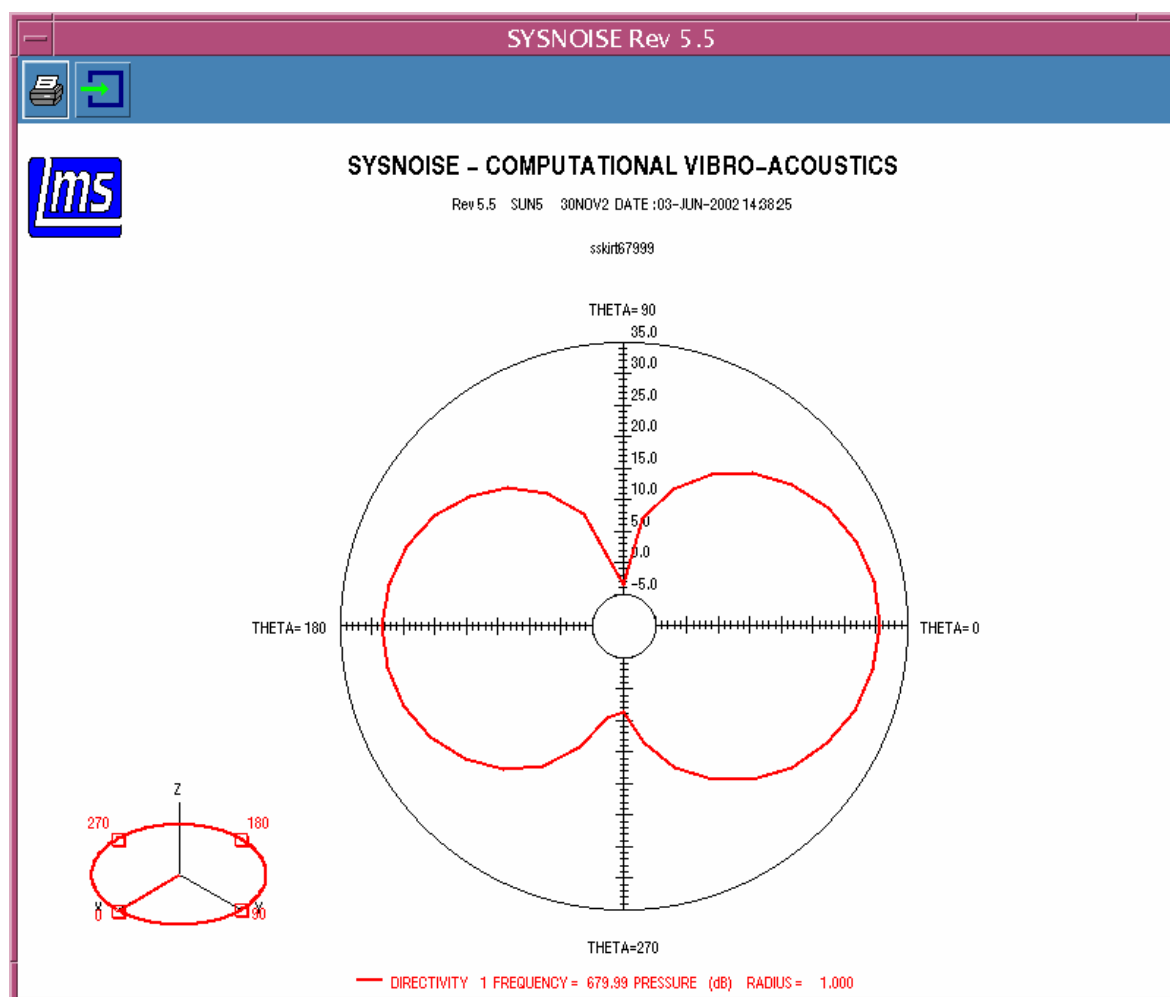


Figura 5.41 – Diretividade “short skirt” para 679,99Hz.

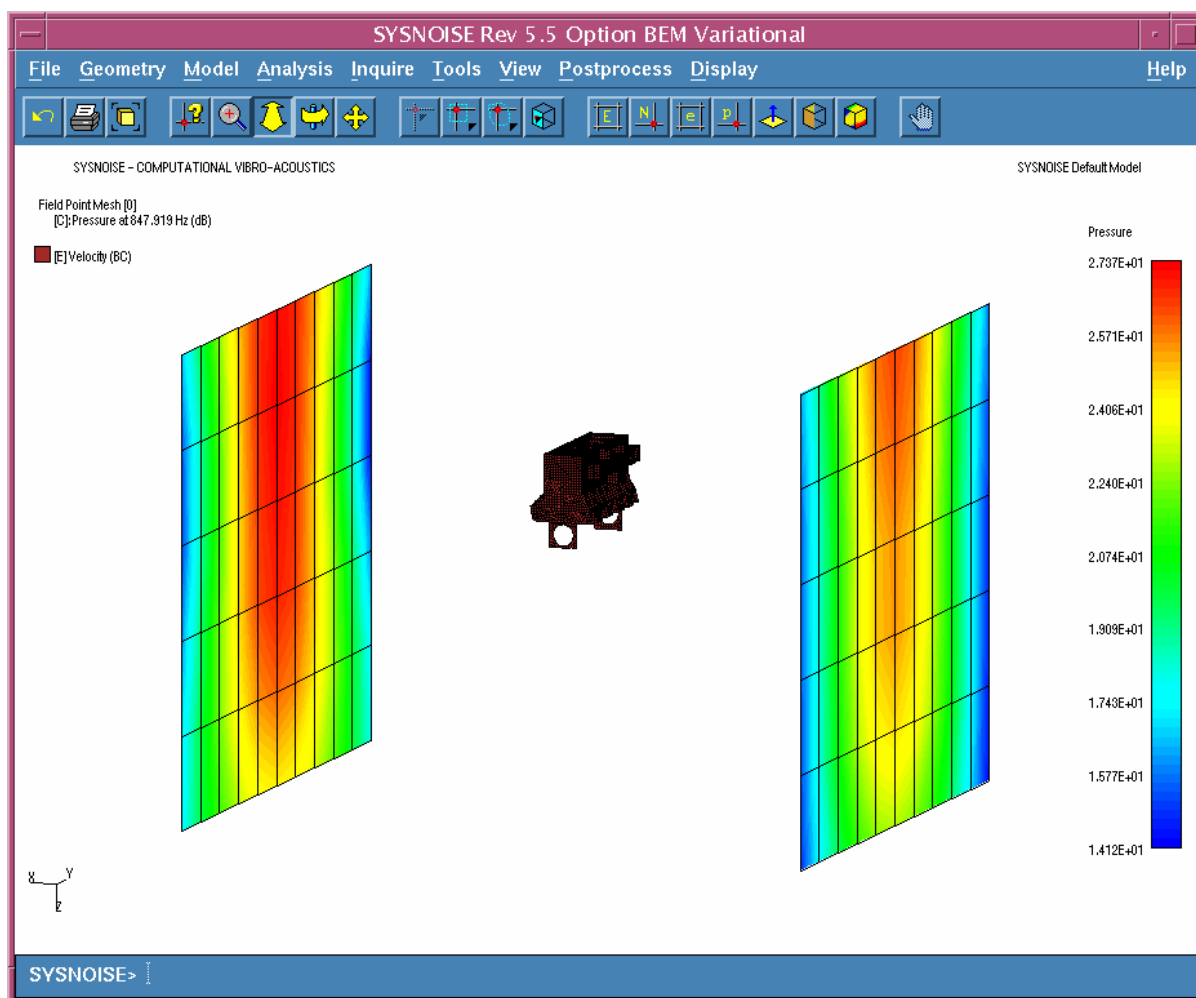


Figura 5.42 – Nível de pressão sonora a 1m na frequência de 847,92Hz

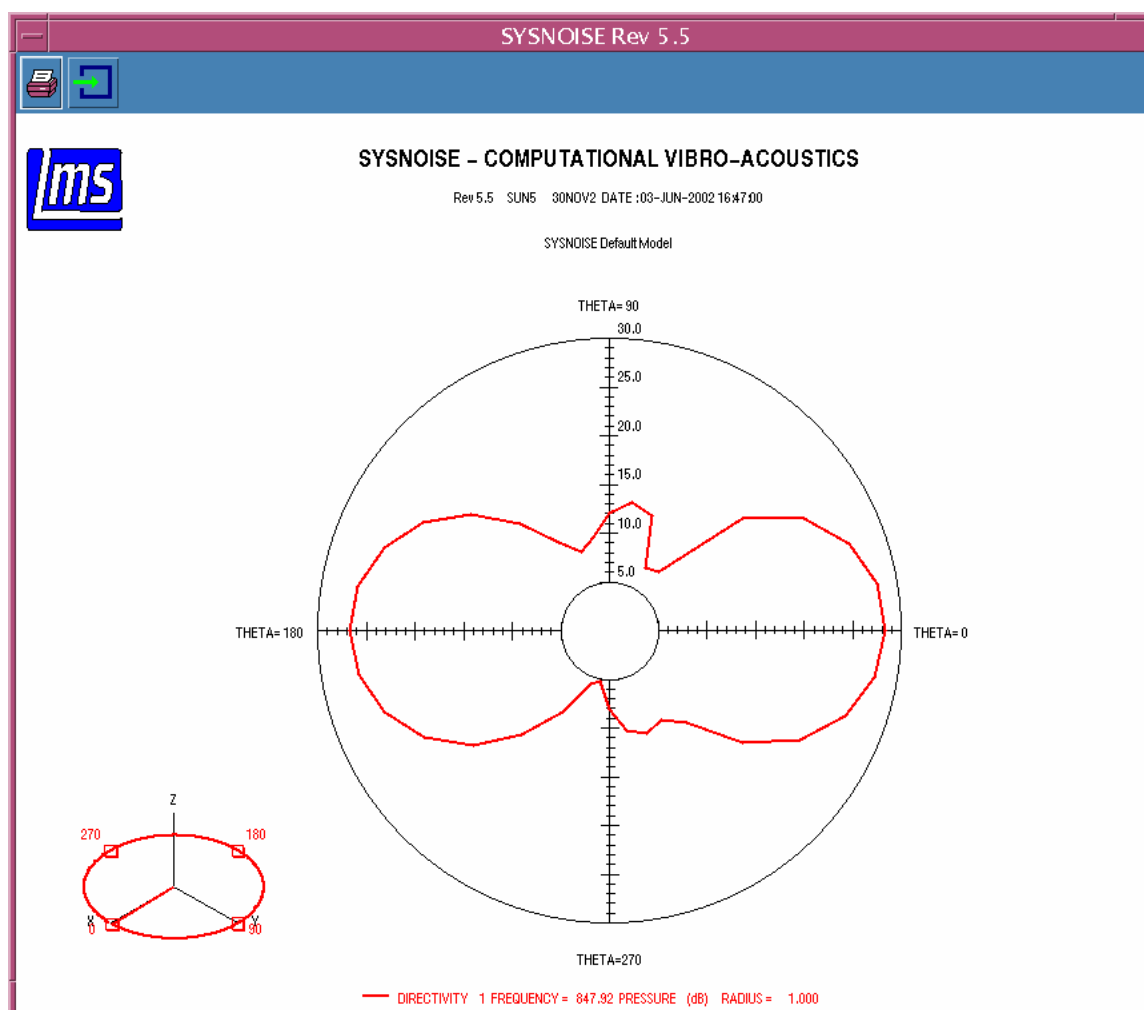


Figura 5.43 – Diretividade “short skirt” para 847,92Hz

Os resultados acima mostrados apresentaram concordância com o estudo de Agren et al [17] no qual ele afirma que as saias laterais tem forte influência no ruído gerado pelo bloco. Os resultados obtidos para os blocos, “deep skirt” (com saias) e “short skirt”(sem saias laterais), se diretamente comparados, mostram que o ruído a 1m de distância do bloco para os primeiros modos naturais – com mesmas características – são distintos e maiores no bloco “deep skirt”. As distintas diretividades obtidas para os dois blocos, mostram a influência da presença das saias laterais.

5.7 – Análise acústica com métodos estatísticos (usando SEA) – um estudo preliminar

Com o intuito de se verificar a aplicabilidade da Análise Estatística de Energia ao estudo do problema vibro-acústico de motores, uma investigação preliminar foi realizada.

Utilizando o software AutoSea, para análise estatística energética, dois modelos foram criados a partir dos dados obtidos para as coordenadas do Bloco. O primeiro modelo – figura 5.44, criado sem considerar espessuras médias e um número adequado de modos por banda focalizou somente a geometria do bloco. Foi criado com o objetivo de mostrar a importância do modelo na obtenção dos resultados. O segundo modelo – figura 5.45 - visou atender a requisitos mínimos de modos por banda, desprezou furos e utilizou espessuras médias para o bloco.

Os modelos foram conectados a um fluido semi-infinito, ou seja, região externa (1m do bloco) ao sistema a qual receberá a energia de um ou mais sub-sistemas do bloco. O bloco foi então excitado aplicando força pontual de 1N, simulando excitação dos mancais.

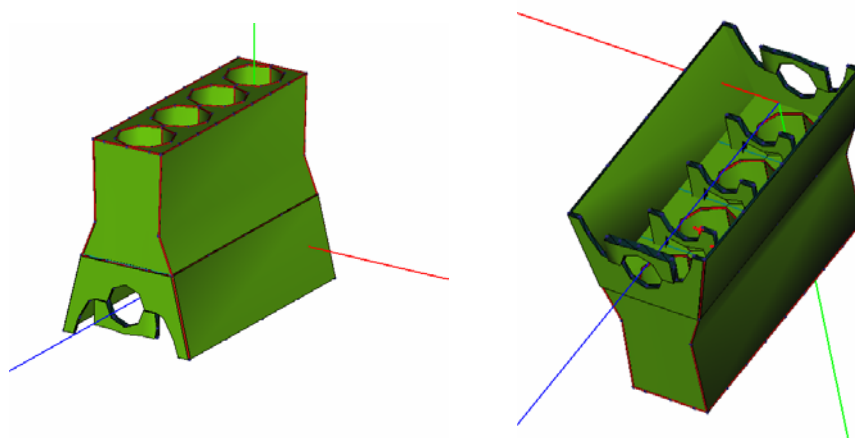


Figura 5.44 – SEA modelo 1.

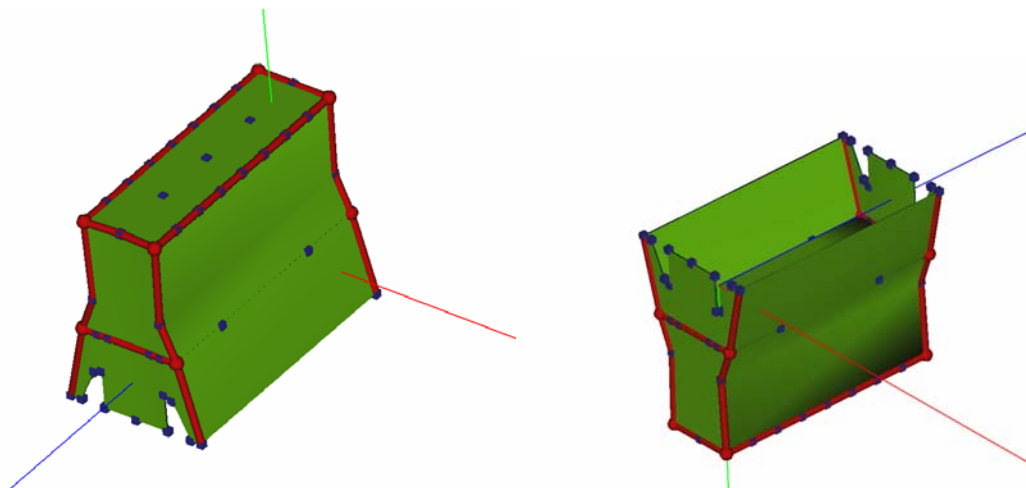


Figura 5.45 – SEA modelo 2.

5.7.1 – Aplicabilidade dos Modelos

As figuras 5.46 e 5.47 mostram o número de modos por banda para cada subsistema envolvido no modelo. Considerando um mínimo de 6 modos por banda, Lenzi [58], pode-se observar a faixa de frequência de aplicação dos modelos. Assim, o modelo 2 pode ser utilizado a partir de aproximadamente 2kHz contra aproximadamente 10kHz do modelo 1.

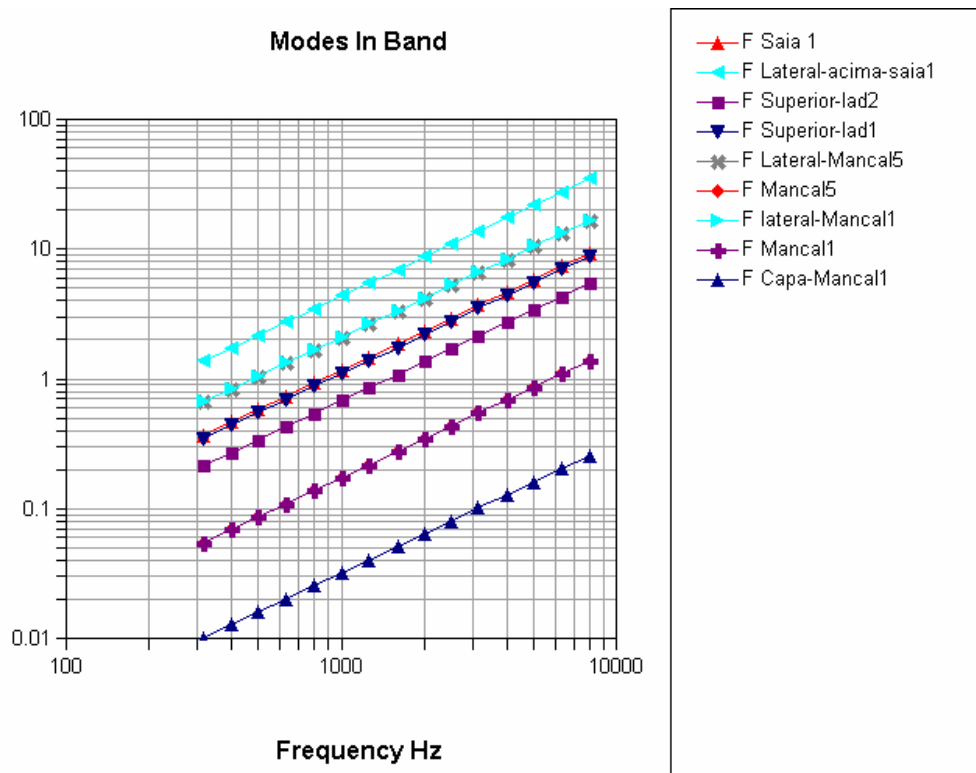


Figura 5.46 – Modos por banda para diversos sub-sistemas do modelo 1.

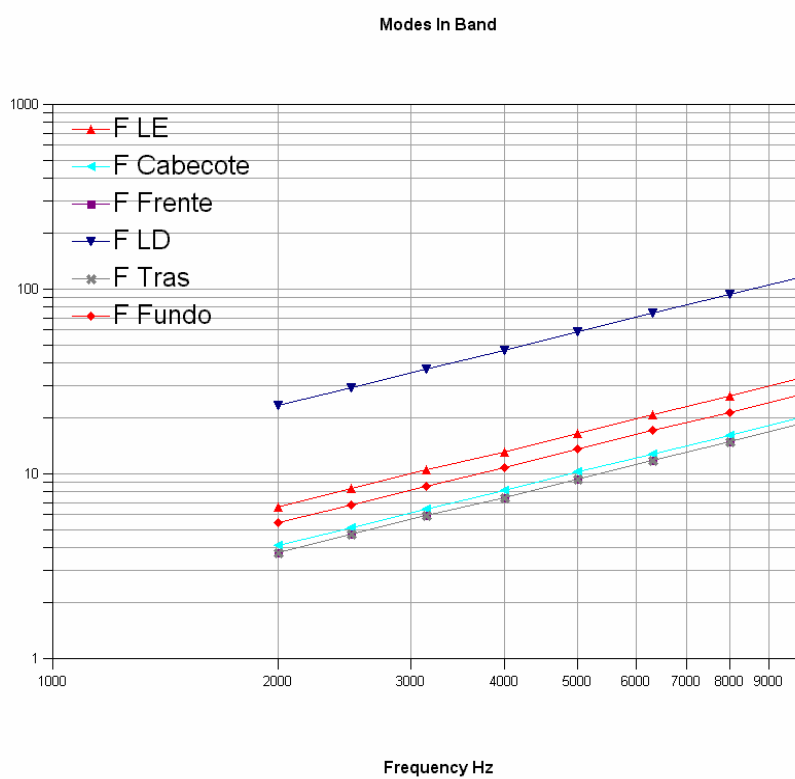


Figura 5.47 – Modos por banda para diversos sub-sistemas do modelo 2.

5.7.2 - Espectro de Excitação

A excitação aplicada aos estudos foi em forma de força pontual aplicada à região do mancal com espectro mostrado na figura 5.48.

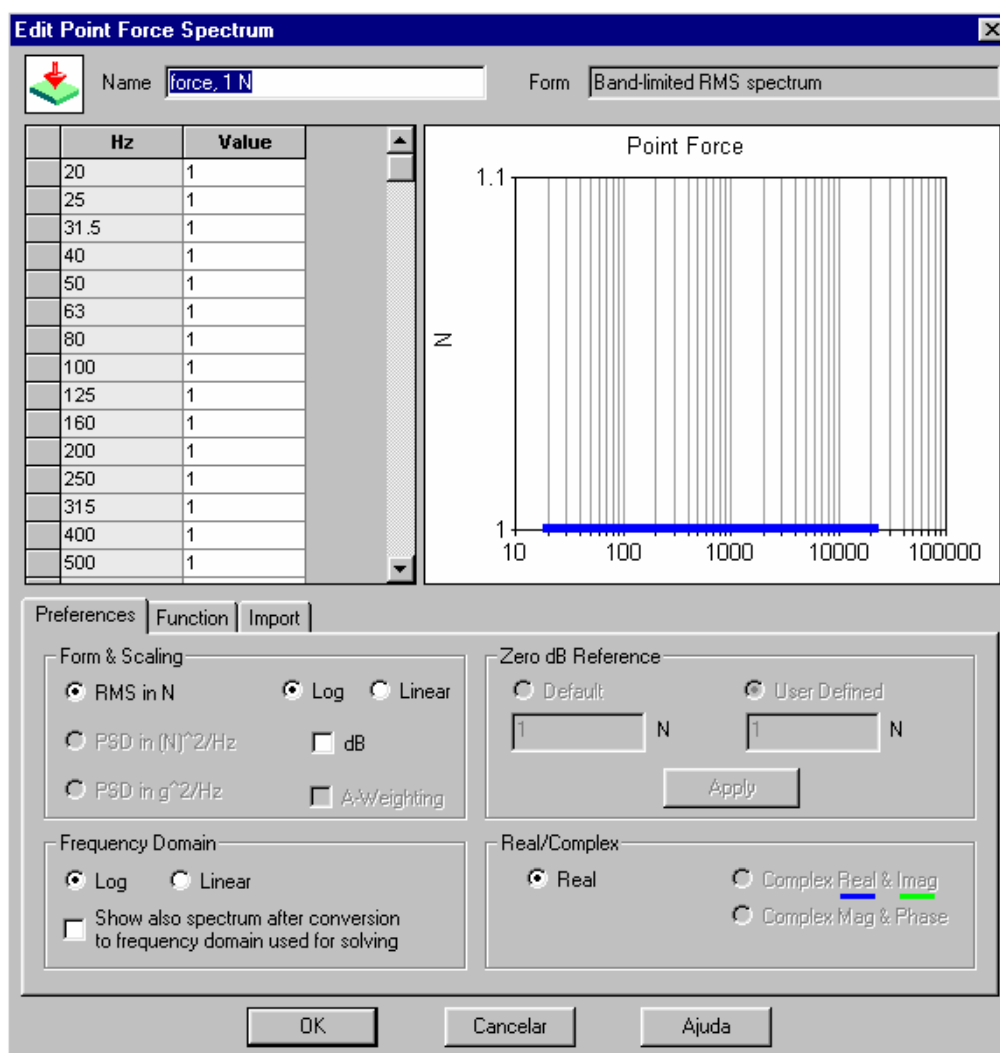


Figura 5.48 – Espectro de força utilizado nas análises.

5.7.3 – Resultados

Os resultados obtidos a 1m do bloco são comparados na figura 5.49.

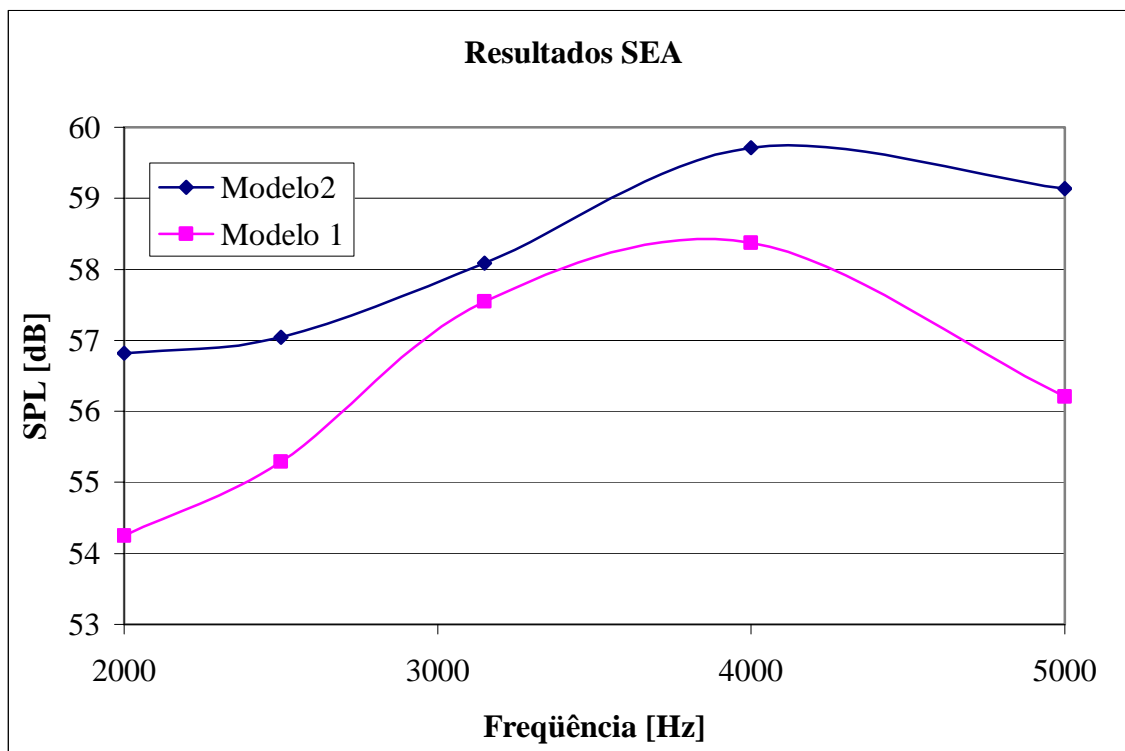


Figura 5.49 – Comparação dos resultados obtidos.

Os resultados acima mostram a influência da modelagem nos resultados obtidos. Os modelos 1 e 2, ao serem excitados com forças idênticas, produzem resultados diferentes. É importante salientar que o modelo 1 não é adequado para a faixa de frequência analisada, uma vez que seu comportamento não atende premissas básicas, como densidade modal alta.

5.7.4 – Bloco Com Ladder Frame

O modelo de bloco de motor com a inserção de estrutura tipo “Ladder Frame” é mostrado a seguir. A estrutura “Ladder frame” conecta as saias dos blocos deixando os mancais livres. A excitação aplicada ao bloco para esta configuração é a mesma utilizada anteriormente.

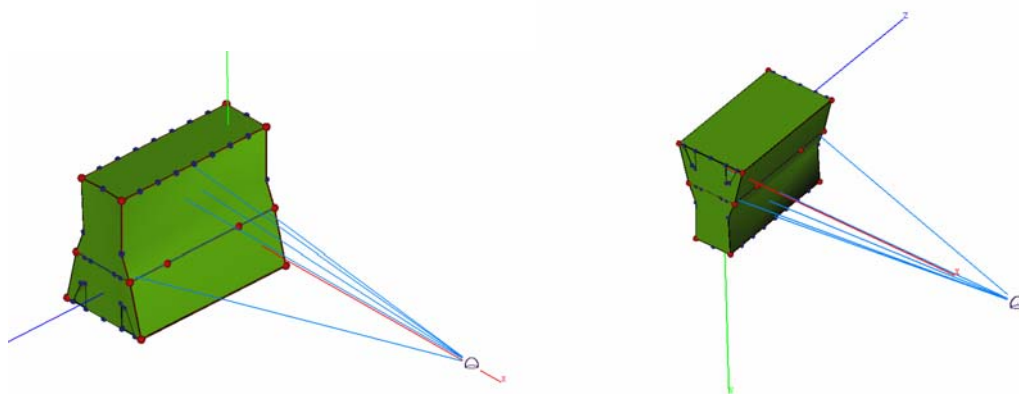


Figura 5.50 – Bloco de motor com “ladder frame” em SEA.

Os resultados obtidos para a análise em SEA com respeito a níveis de pressão sonora em ponto distante 1 metro do bloco é mostrado na figura 5.51 a seguir. Os resultados, se comparados com aqueles obtidos para o bloco sem “Ladder frame”, condizem com o mencionado na literatura, ou seja, a inclusão de tal estrutura pode levar à redução dos níveis de ruído irradiado. A comparação acima mencionada é apresentada na figura 5.52, onde os resultados relacionados ao bloco com “Ladder frame” foi chamado de “Semi infinite Fluid Froz”, e por “Semi infinite Fluid” aqueles relacionados ao bloco sem “Ladder Frame”.

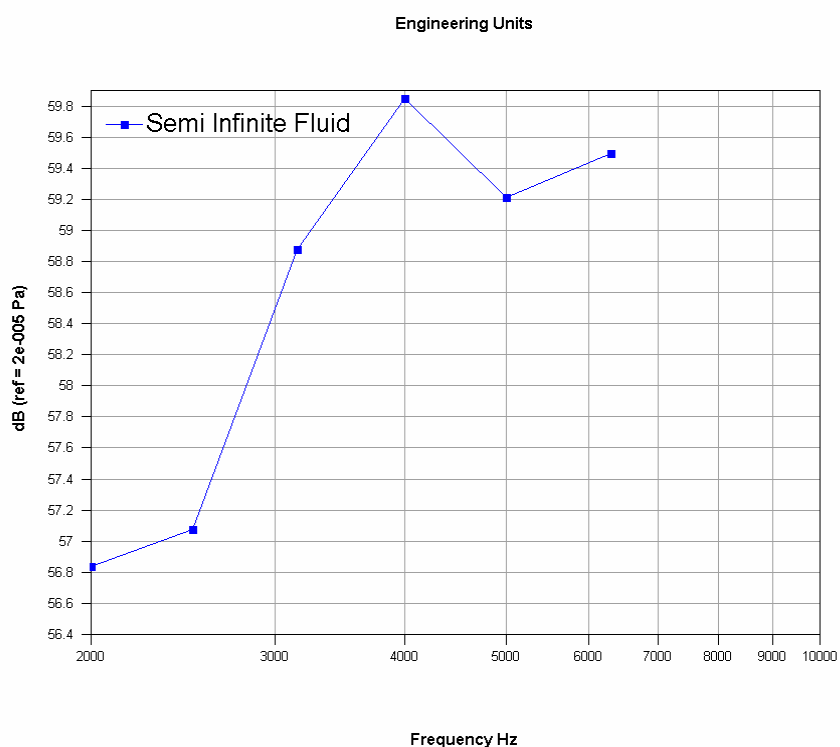


Figura 5.51 – Resultados obtidos para bloco com “ladder frame”.

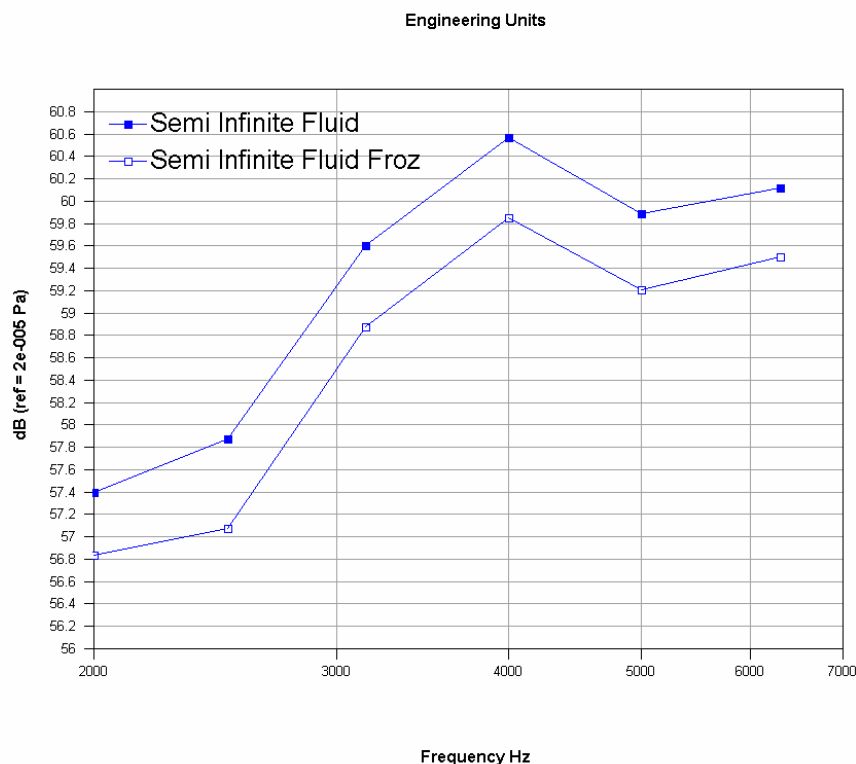


Figura 5.52 – Comparação dos resultados para blocos com e sem “ladder frame”.

5.8 – Dificuldades encontradas

As etapas nas quais as dificuldades mais significativas para simulação numérica aconteceram foram:

- 1) Criação do Modelo – Devido ao desconhecimento da geometria do bloco em estudo (interna e externamente), escolha do elemento mais adequado, nível de detalhamento, dentre outros;
- 2) Comparação do modelo Numérico-Experimental – A interface entre as duas etapas foi difícil, necessitando a criação de programas auxiliares para tal fim.
- 3) Validação do Modelo – Um modelo representativo é de difícil obtenção. Algoritmo de otimização de modelo é fundamental para validação de modelo em faixa de frequência grande.
- 4) Definição dos sub-sistemas em SEA .

5.9 – Considerações preliminares

O conhecimento detalhado da geometria e das propriedades dos materiais que compõe o bloco do motor é fundamental para uma modelagem adequada do mesmo. Tal conhecimento influencia, por exemplo, na escolha criteriosa dos tipos de elementos a serem utilizados na malha.

Com um modelo mais refinado é possível obter os deslocamentos nodais com maior precisão até em frequências mais elevadas, sem grandes aumentos de custo computacional, para o caso do FEM; para BEM, é recomendável utilizar um modelo com menos elementos, sempre analisando a faixa de frequência que se quer trabalhar, otimizando assim seu uso e minimizando tempo computacional.

No caso da validação do modelo, usando os resultados experimentais é possível checar a faixa onde o modelo numérico produz resultados consistentes. Para aumentar a faixa de validade do modelo, técnicas de ajuste de modelos devem ser investigadas.

Para excitação do bloco foram usados dois tipos de esforços: no mancal e na camisa. Tais esforços foram considerados como ruído branco na faixa de frequência estudada e não foram baseados em dados experimentais.

Para o uso do BEM, a malha adequada é fundamental. A confecção da mesma deve ser orientada à faixa de frequência de análise do problema, sempre considerando um número mínimo de 6 elementos por comprimento de onda.

Para o bloco de motor estudado, o SEA foi aplicável para frequências superiores a 2KHz, onde a densidade modal superava o limite mínimo de 6 modos por faixa de frequência.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE NOVOS TRABALHOS

6.1 – Considerações finais

O trabalho apresentado procurou mostrar uma metodologia aplicada para o estudo vibro-acústico de bloco de motor em suas diversas etapas. Resultados para os métodos aplicados foram apresentados de maneira a fornecer o comportamento vibro-acústico do bloco de motor sob âmbito qualitativo.

As etapas englobaram:

- a) Modelagem – Diversos modelos foram criados a partir de coordenadas de pontos medidos.
- b) Análise Modal Experimental – O Bloco foi ensaiado e FRF's obtidas. Os resultados desta análise foram importantes na calibração do modelo utilizado e na análise forçada, onde o amortecimento modal foi aplicado.
- c) Análise Modal Numérica – Os modelos foram analisados e seus resultados comparados aos obtidos experimentalmente.
- d) Análise Forçada – Análises forçadas foram feitas considerando dois modelos em diversas frequências. Os resultados obtidos para deslocamento foram utilizados na geração das condições de contorno para o problema acústico em BEM
- e) Análise Acústica – Utilizou-se BEM, especificamente método indireto, para a obtenção de níveis de pressão sonora vizinhas ao bloco, da diretividade e da eficiência de radiação em faixa de frequência mais baixa.
- f) Análise Acústica em frequências mais elevadas – Nesta etapa utilizou-se SEA para análise acústica. Foram criados modelos visando mostrar sua aplicabilidade e resultados obtidos.
- g) Aplicação de toda a metodologia para estudo de radiação em bloco com alterações de projeto com a adição de "Ladder Frame".

6.2 – Conclusões

Realizadas todas as etapas propostas, pode-se concluir que:

- A metodologia aplicada no trabalho é adequada a estudos acústicos, devendo, no entanto, serem observados alguns cuidados com respeito a escolha do melhor método considerando faixa de frequência a ser estudada, obtenção de dados experimentais, dentre outros;
- A utilização FEM/ BEM, ainda que utilizando equipamentos de maior performance requer tempo computacional elevado, se comparado a SEA;
- A representatividade dos modelos criados em relação ao modelo real é de vital importância para a obtenção de resultados mais confiáveis. Assim, dados geométricos das estruturas e propriedades dos materiais a serem utilizados constituem-se em pontos relevantes para o estudo vibro-acústico utilizando ferramentas computacionais numéricas;
- Apesar dos esforços para se realizar estudos vibro-acústicos com ferramentas numéricas, dados obtidos experimentalmente não devem ser descartados, uma vez que permitem a verificação dos resultados obtidos;
- Algoritmos para otimização de modelos devem ser utilizados para garantir representatividade das malhas criadas, especialmente se a estrutura for complexa;
- A análise vibro-acústica considerando a inserção de uma estrutura do tipo “ladder-frame” ao bloco de motor e também de um bloco tipo “short skirt”, produziram resultados compatíveis com a literatura;
- A obtenção da resposta da estrutura estudada a mudanças em seu projeto foi extremamente rápida utilizando SEA. Os resultados obtidos foram considerados adequados qualitativamente quando comparados com literatura;
- A utilização de modelos FEM/ BEM em faixas mais elevadas de frequência torna-se inviável à medida que a discretização dos modelos tem de ser maior, e conseqüentemente, o tempo computacional se eleva;
- A utilização de elementos de placa, adotada por diversos autores em estudos em Blocos de Motores, produziu resultados próximos aos dados experimentais em frequências mais baixas;
- As malhas confeccionadas não foram adequadas às frequências mais elevadas, ratificando assim a necessidade de estudos contemplando otimização de modelos;

- O método de Elementos Finitos é rápido e consistente. Já o método de Elementos de Contorno, ainda que permita utilização de modelos menos discretizados, tem custo computacional elevado se comparado a FEM devido as suas características (Matrizes cheias);
- A geração das condições de contorno no BEM a partir de dados de deslocamento nodal obtidos por FEM é rápida;

6.3 – Propostas para novos trabalhos

Os seguintes tópicos são sugeridos como futuros trabalhos:

- 1) Otimização de Modelos;
- 2) Verificação do comportamento acústico de blocos sob condições reais de excitação;
- 3) Verificação de técnicas de expansão modal para análises acústicas a partir de dados experimentais;
- 4) Estudo em elementos Contorno utilizando modelos menos discretizados a partir de dados de FEM com malhas mais refinadas;
- 5) Desenvolvimento detalhado em SEA de estudo acústico para bloco de motores;

6.4 – Trabalhos produzidos durante o desenvolvimento desta tese

“Análise Teórica do Uso de Janela Exponencial na Aquisição de Dados em Teste de Impacto” – COBEM 1997.

“Características de Vibração de um Bloco de Motor - Análise modal e Técnica de Intensidade Acústica” – SAE BRASIL 973044 – 1997.

“Magnetic Origin’s Forced Vibrations Calculation in a Switched Reluctance Motor by Finite Elements and Experimental Procedures”- CIMNE 1998.

“Comparação de Predições Acústicas via Elementos Finitos/Elementos de Contorno com Expansão Modal/Elementos de Contorno” – V CEM-NNE98.

“Rolling Bearing Modelling To Be Incorporated In Finite Element Models As Generalized Stiffness Elements” – COBEM 1999

APÊNDICES

APÊNDICE A

A.1. – Método dos elementos finitos (FEM) – formulação do problema dinâmico

O estudo da dinâmica geralmente é dividido em Mecânica Newtoniana e Mecânica analítica. A Mecânica analítica é mais atrativa para soluções de problemas que envolvam muitos graus de liberdade, por utilizar métodos energéticos e, portanto, é mais adequada para formulações de elementos finitos. O tópico principal da Mecânica analítica é o Princípio de Hamilton, que é diretamente relacionado com o Princípio dos Trabalhos Virtuais. Apesar do Princípio dos Trabalhos Virtuais poder ser aplicado na formulação de elementos finitos, a utilização do Princípio de Hamilton permite a manipulação das condições de contorno do problema de uma maneira mais sistemática. O Princípio de Hamilton geralmente é estabelecido da seguinte forma:

$$\int_{t_1}^{t_2} \delta(T - \Pi) dt + \int_{t_1}^{t_2} \delta W_{nc} dt = 0 \quad (\text{A.1})$$

onde:

T - Energia Cinética Total do Sistema.

Π - Energia Potencial Total do Sistema, incluindo a Energia de Deformação (U) e a Energia Potencial de carregamentos externos conservativos (W_c).

δW_{nc} - Trabalho Virtual realizado por forças não conservativas, incluindo forças de amortecimento.

t_1, t_2 - Instantes nos quais a configuração do sistema é conhecida.

A utilização do MEF juntamente com o Princípio de Hamilton leva, no caso geral, a um sistema matricial do tipo:

$$[M] \{\ddot{y}\} + [C] \{\dot{y}\} + [K] \{y\} = \{F\} \quad (\text{A.2})$$

A Eq.(A.2) representa a forma mais geral das equações de um problema dinâmico, onde além da presença das matrizes de rigidez $[K]$ e massa $[M]$, são considerados os efeitos de amortecimento, representado pela matriz de amortecimento $[C]$, e um vetor de força $\{F\}$.

A.2 – Determinação das matrizes [M], [C] e [K]

Para se determinar as matrizes de massa e rigidez calcula-se, primeiramente, as quantidades Π e T , a partir das expressões:

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_V \{\sigma\}^T \{\varepsilon\} dV \quad (\text{A.3})$$

$$T = \frac{1}{2} \int_V v^2 dm = \frac{1}{2} \int_V \rho v^2 dV \quad (\text{A.4})$$

onde não se considera qualquer carregamento e v é a velocidade de cada um dos graus de liberdade. A massa específica do material é indicada por ρ . Da elasticidade, pode-se escrever, em notação matricial:

$$[\sigma] = [c] \{\varepsilon\} \quad (\text{A.5})$$

$$\{\varepsilon\} = [D] \{u\}$$

onde $[c]$ é a matriz constitutiva do material, $[D]$ é uma matriz que contém operadores diferenciais e $\{u\}$ vetor deslocamento, o qual é aproximado por funções de interpolação N_i apropriadas, de acordo com:

$$\{u\} = \sum_{i=1}^N N_i(x) y_i(t) \quad (\text{A.6})$$

Então, para um elemento finito genérico de N nós, temos:

$$u(x,t) = [N] \{y\}, \text{ para os deslocamentos}$$

$$\dot{u}(x,t) = [N] \{\dot{y}\}, \text{ para as velocidades} \quad (\text{A.7})$$

$$\ddot{u}(x,t) = [N] \{\ddot{y}\}, \text{ para as acelerações}$$

Assim, as expressões das energias potencial e cinética são dadas por:

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_V \{y\}^T [B]^T [c] [B] \{y\} dV \quad (\text{A.8})$$

$$T = \frac{1}{2} \int_V \rho \{\dot{y}\}^T [N]^T [N] \{\dot{y}\} dV \quad (\text{A.9})$$

onde $[B] = [D][N]$.

Aplicando o Princípio de Hamilton, através da Equação de Euler-Lagrange, resulta:

$$\int_V [B]^T [c] [B] dV \{y\} + \int_V \rho [N]^T [N] dV \{\ddot{y}\} = 0 \quad (\text{A.10})$$

onde $\{y\}$ é o vetor de deslocamentos nodais e $\{\ddot{y}\}$ o vetor de acelerações nodais. Reescrevendo a Eq.(A.10), temos:

$$[M] \{\ddot{y}\} + [K] \{y\} = 0 \quad (\text{A.11})$$

onde:

$$\begin{aligned} [K] &= \int_V [B]^T [c] [B] dV \\ [M] &= \int_V \rho [N]^T [N] dV \end{aligned} \quad (\text{A.12})$$

Os efeitos de amortecimento, dados pela matriz $[C]$, são incorporados através do amortecimento de Rayleigh, como segue:

$$[C] = \alpha [K] + \beta [M] \quad (\text{A.13})$$

onde α e β são números reais obtidos experimentalmente.

A.3 – Análise harmônica

A análise harmônica é uma técnica usada para determinar a resposta forçada da estrutura para cargas que variam harmonicamente com o tempo. A idéia é calcular a resposta da estrutura

em várias frequências e obter um gráfico de alguma quantidade de resposta da estrutura, como por exemplo deslocamento, velocidade e aceleração, versus frequência. Neste trabalho o método usado foi o da superposição modal.

A.4 – Método da superposição modal

O método da superposição modal é um método de solução da eq. (A.2) que usa as frequências naturais e formas modais obtidas na análise modal, com o objetivo de caracterizar a resposta dinâmica da estrutura.

O desenvolvimento teórico deste método, segundo Bathe [4] é o seguinte:

$$\{q\} = \sum_{i=1}^n \{\phi_i\}^* y_i \quad (\text{A.17})$$

onde: $\{\phi_i\}$ - A forma modal do i-ésimo modo

n – o número de modos a ser usado.

Substituindo a eq. (A.17) na eq. (A.2), temos:

$$[M] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \ddot{y}_i + [C] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \dot{y}_i + [K] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} y_i = \{F\} \quad (\text{A.18})$$

Pré-multiplicando por uma forma modal típica $\{\phi_i\}^T$:

$$\{\phi_j\}^T [M] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \ddot{y}_i + \{\phi_j\}^T [C] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} \dot{y}_i + \{\phi_j\}^T [K] \sum_{i=1}^n \{\phi_i\} y_i = \{\phi_j\}^T \{F\} \quad (\text{A.19})$$

A condição de ortogonalidade dos modos de vibração estabelece que:

$$\{\phi_j\}^T [M] \{\phi_i\} = 0 \quad i \neq j \quad (\text{A.20})$$

$$\{\phi_j\}^T [K] \{\phi_i\} = 0 \quad i \neq j \quad (\text{A.21})$$

E considerando amortecimento proporcional (amortecimento de Rayleigh):

$$\{\phi_j\}^T [C] \{\phi_i\} = 0 \quad i \neq j \quad (\text{A.22})$$

Aplicando as equações (A.20), (A.21) e (A.22) na equação (A.19), somente os termos em que $i = j$ permanecem:

$$\{\phi_j\}^T [M] \{\phi_j\} \ddot{y}_j + \{\phi_j\}^T [C] \{\phi_j\} \dot{y}_j + \{\phi_j\}^T [K] \{\phi_j\} y_j = \{\phi_j\}^T \{F\} \quad (\text{A.23})$$

onde:

$$\begin{aligned} \{\phi_j\}^T [M] \{\phi_j\} &= 1 \\ \{\phi_j\}^T [C] \{\phi_j\} &= 2\xi_j \omega_j \\ \{\phi_j\}^T [K] \{\phi_j\} &= \omega_j^2 \end{aligned} \quad (\text{A.24})$$

Assim, temos:

$$\ddot{y}_j + 2\xi_j \omega_j \dot{y}_j + \omega_j^2 y_j = f_j \quad (\text{A.25})$$

com:

$$f_j = \{\phi_j\}^T [F] \quad (\text{A.26})$$

Visto que j representa qualquer modo, a equação (A.25) representa n equações desacopladas que permitem a determinação das incógnitas y_j . A vantagem do sistema desacoplado é que toda a álgebra de matriz computacionalmente custosa foi feita na fase de análise modal e, nesta etapa de solução, o processo de cálculo é muito rápido.

Para uma excitação harmônica, f_j tem a seguinte forma:

$$f_j = f_{jc} e^{i\Omega t} \quad (\text{A.27})$$

onde:

f_{jc} = amplitude complexa da força

Ω = frequência de excitação

Portanto, para que a eq. (A.25) seja verdadeira, para qualquer tempo t , y_j deve ter forma similar à f_j , ou:

$$y_j = y_{jc} e^{i\Omega t} \quad (\text{A.28})$$

Onde y_{jc} é a amplitude complexa da coordenada modal para o modo j . O valor de y_{jc} pode ser então determinado por:

$$y_{jc} = \frac{f_{jc}}{(\omega_j^2 - \Omega^2) + i(2\omega_j\Omega\xi_j)} \quad (\text{A.29})$$

E a contribuição de cada modo para a vibração forçada é:

$$\{C_j\} = \{\phi_j\} y_{jc} \quad (\text{A.30})$$

Finalmente, os deslocamentos complexos, referentes à vibração forçada, são obtidos da equação (A.30) como:

$$\{q_e\} = \sum_{j=1}^n \{C_j\} \quad (\text{A.31})$$

A.5 - Método indireto (Soeiro [32])

A equação integral que forma a base da análise de elemento de contorno indireta é obtida em termos de descontinuidade de velocidade (σ , “*single layer potencial* “) e de pressão (μ , double layer potencial) através da superfície, como:

$$p(\mathbf{R}) = - \int_S \left[G(\mathbf{R}', \mathbf{R}) \sigma(\mathbf{R}') - \frac{\partial G(\mathbf{R}', \mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R}')} \mu(\mathbf{R}') \right] dS(\mathbf{R}') \quad (\text{A.32})$$

onde σ e μ estão relacionados, respectivamente, à diferença de velocidade de partícula e de pressão acústica através da superfície S como:

$$\sigma = \frac{\partial p^+}{\partial n} - \frac{\partial p^-}{\partial n} = -i\rho\omega(u^+ - u^-) \quad (\text{A.33})$$

$$\mu = p^+ - p^- \quad (\text{A.34})$$

Os sobrescritos + e - nas equações (A.33) e (A.34) simbolizam os valores em ambos os lados da superfície S. A equação integral para a velocidade de partícula normal pode ser obtida da equação integral de pressão como:

$$\frac{\partial p(\mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R})} = -i\rho\omega u = -\int_{S(\mathbf{R}')} \left[\frac{\partial G(\mathbf{R}', \mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R})} \sigma(\mathbf{R}') - \frac{\partial^2 G(\mathbf{R}', \mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R}') \partial n(\mathbf{R})} \mu(\mathbf{R}') \right] dS(\mathbf{R}') \quad (\text{A.35})$$

Ainda que a formulação indireta seja válida para condições de contorno em geral, a representação aqui apresentada é restrita a condições de contorno de velocidade. Sob esta condição, visto que $\sigma = 0$, a equação (A.35) é reduzida para:

$$-i\rho\omega u(\mathbf{R}) = \int_{S(\mathbf{R}')} \left[\frac{\partial^2 G(\mathbf{R}', \mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R}') \partial n(\mathbf{R})} \mu(\mathbf{R}') \right] dS(\mathbf{R}') \quad (\text{A.36})$$

A solução da equação A.32 pode ser obtida pela minimização de um potencial J, onde:

$$J = \frac{1}{2} \int_{S(\mathbf{R})} \int_{S(\mathbf{R}')} \frac{\partial^2 G(\mathbf{R}', \mathbf{R})}{\partial n(\mathbf{R}') \partial n(\mathbf{R})} \mu(\mathbf{R}') \mu(\mathbf{R}) dS(\mathbf{R}') dS(\mathbf{R}) + i\rho\omega \int_{S(\mathbf{R})} u(\mathbf{R}) \mu(\mathbf{R}) dS(\mathbf{R}) \quad (\text{A.37})$$

Os valores desejados das variáveis de superfície dos elementos de contorno, μ , são aqueles que minimizam o funcional definido na equação (A.37). Este funcional pode ser expresso na forma matricial como:

$$J = \frac{1}{2} \boldsymbol{\mu}^T \mathbf{A} \boldsymbol{\mu} - \boldsymbol{\mu}^T \mathbf{b} \quad (\text{A.38})$$

onde os elementos da matriz A e do vetor b são obtidos da avaliação das integrais aproximando os potenciais σ e μ nos nós dos elementos usados na discretização da superfície S. A equação final do sistema pode ser obtida, a partir da equação (A.38) impondo a condição estacionária em μ , isto é:

$$\mathbf{A}\boldsymbol{\mu} = \mathbf{b} \quad (\text{A.39})$$

A solução da equação A.8 é a solução do problema de valor de contorno prescrito. Subseqüentemente, as respostas de velocidade e pressão acústica no campo, potência sonora radiada e eficiência de radiação podem ser avaliadas pelas seguintes expressões:

$$p(\mathbf{r}) = -\int_S \left[G(\mathbf{R}', \mathbf{r}) \sigma(\mathbf{R}') - \frac{\partial G(\mathbf{R}', \mathbf{r})}{\partial n(\mathbf{R}')} \mu(\mathbf{R}') \right] dS(\mathbf{R}') \quad (\text{A.40})$$

$$\frac{\partial p(\mathbf{r})}{\partial x_j(\mathbf{r})} = -i\rho\omega u_j = -\int_{S(\mathbf{R}')} \left[\frac{\partial G(\mathbf{R}', \mathbf{r})}{\partial x_j(\mathbf{r})} \sigma(\mathbf{R}') - \frac{\partial^2 G(\mathbf{R}', \mathbf{r})}{\partial n(\mathbf{R}') \partial x_j(\mathbf{r})} \mu(\mathbf{R}') \right] dS(\mathbf{R}') \quad (\text{A.41})$$

$$W_{rad} = \frac{1}{2} \int_S \text{Re} \{ \mu \mathbf{v}_n^* \} dS \quad (\text{A.42})$$

$$\sigma_{rad} = \frac{W_{rad}}{\rho c \int_S |\mathbf{v}_{rms}^2| dS} \quad (\text{A.43})$$

onde $\mathbf{x}_j(\mathbf{r})$, para $j = 1$ a 3 , são os vetores unitários nas direções x , y e z , respectivamente, na posição \mathbf{r} e u_j é a velocidade de partícula na direção x_j na posição \mathbf{r} .

APÊNDICE B

B.1 – Melhoria dos modelos

A discrepância nos resultados obtidos numericamente, para as frequências mais altas – Fig 4.4, pode ter sua causa associada a diversos fatores como: utilização de propriedades de materiais não apropriadas, escolha errônea de elementos, modelos com geometria incorreta dentre outros.

Objetivando obter melhoria nos resultados uma análise de sensibilidade foi feita considerando a influência dos parâmetros Módulo de Elasticidade, Densidade e ambos. A meta seria modificar os parâmetros definidos acima ou sua combinação de forma a aumentar as frequências correspondentes aos modos mais altos, onde o erro encontrado foi maior, ou seja, visando obter curva das frequências numéricas a um ângulo de 45 graus na figura 4.4.

B.1.1 – Influência de Módulo de Elasticidade

Nesta etapa parâmetros como Densidade e Poisson foram consideradas constantes. Os valores utilizados foi do Ferro fundido (7700 kg/m³ e 0.28 respectivamente). O módulo de Young tabelado (1.05 E11) teve seu valor variado obtendo assim novos dados para análise modal numérica. O gráfico mostrado na figura B.1 apresenta os resultados obtidos para variação em $\pm 30\%$ no valor do módulo de elasticidade.

B.1.2 – Influência da Densidade

O mesmo procedimento utilizado em B.1.1 foi implementado. No entanto o parâmetro variado foi a densidade, obtendo assim a influência do mesmo nas frequências naturais. A Figura B.2 mostra os resultados obtidos.

B.1.3 – Influência de Módulo de Elasticidade e Densidade

Os dados obtidos variando Densidade e Modulo de Elasticidade em até $\pm 30\%$ dos valores tabelados são apresentados nas figuras B.3.

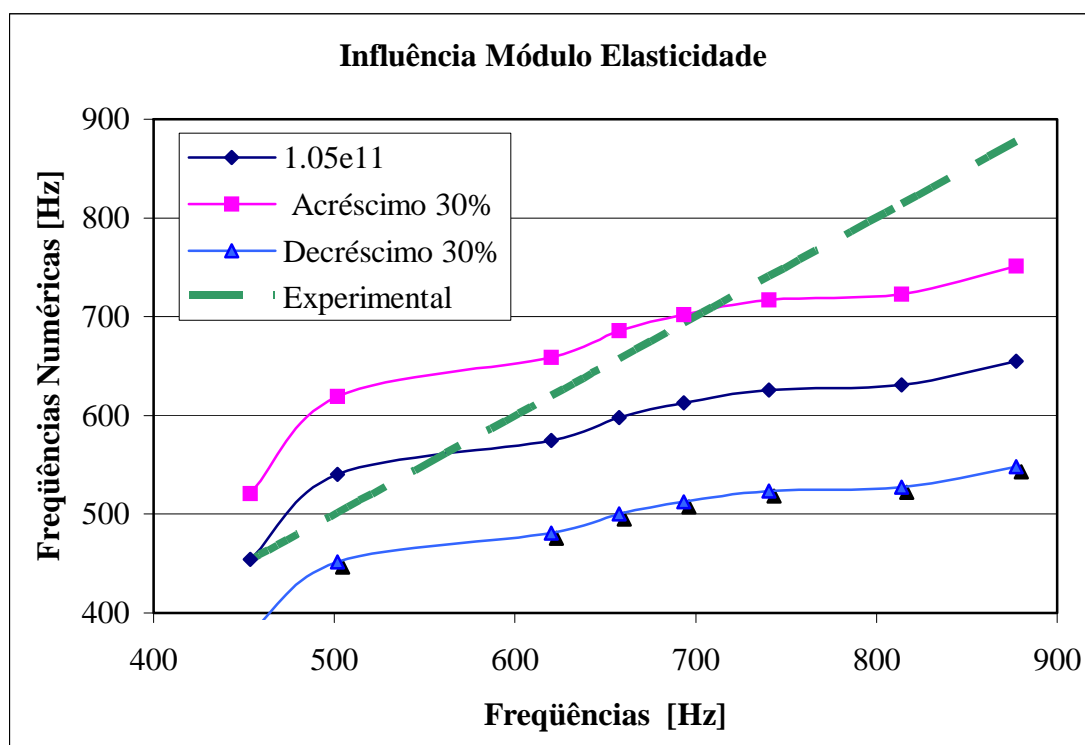


Figura B.1 – Influência do módulo de elasticidade nas frequências naturais do motor.

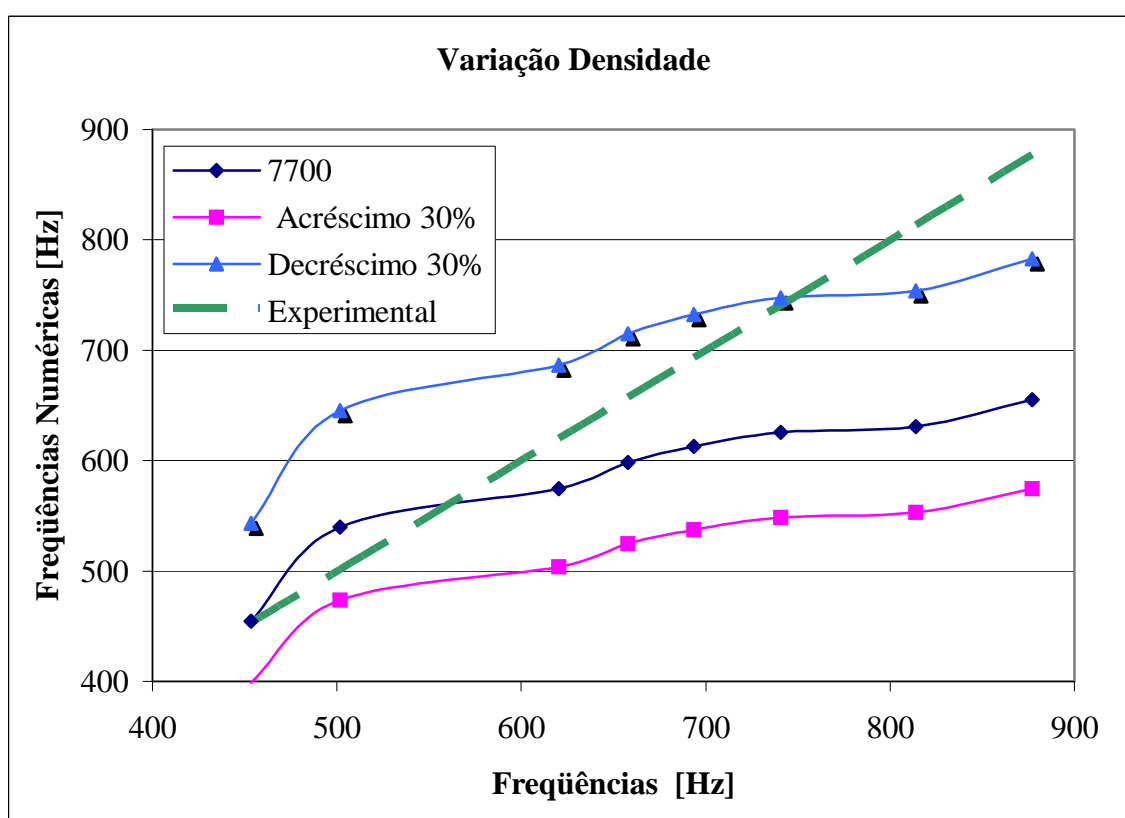


Figura B.2 – Influência da densidade nas frequências naturais de um bloco de motor

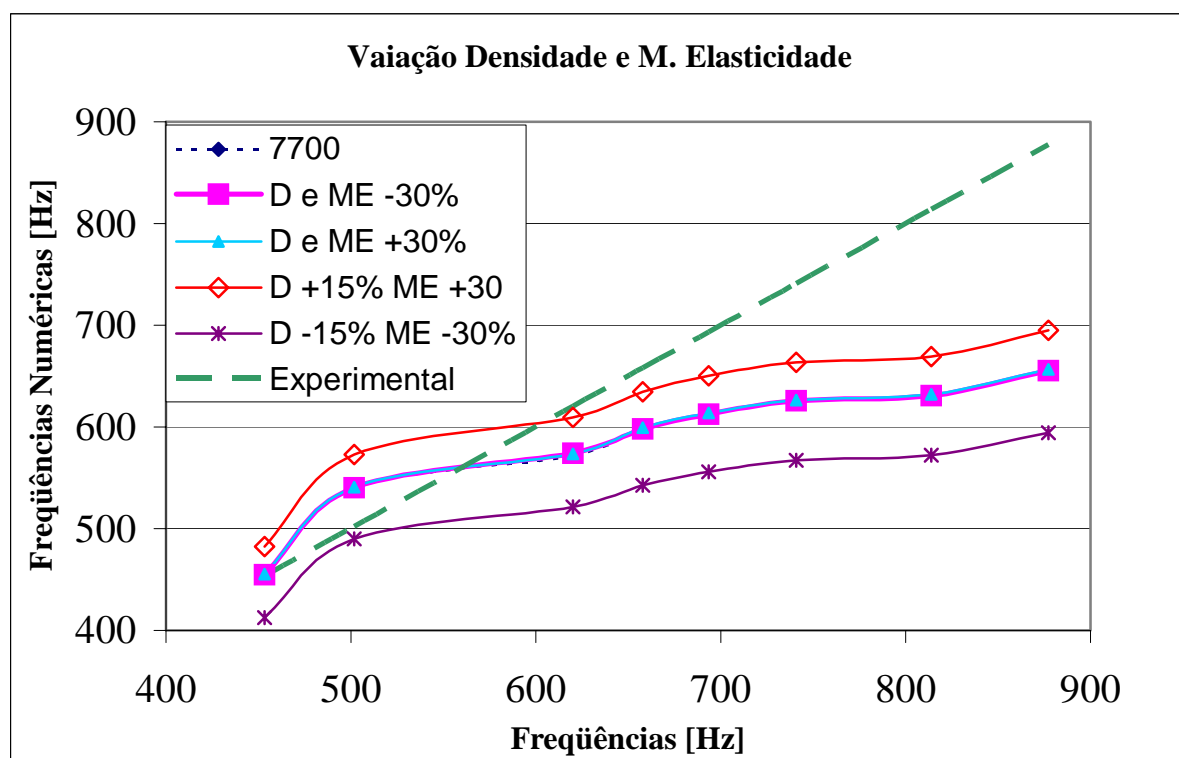


Figura B.3 – Influência dos parâmetros densidade e módulo de elasticidade nos modos de vibração.

APÊNDICE C

C.1 – Modos numéricos obtidos com inclusão “ladder frame”

MSC/PATRAN Version 9.0 - Analysis Code: MSC/NASTRAN

Load Case: Default, Mode 1:Freq.=630.09

Result Eigenvectors, Translational - Layer (NON-LAYERED)

Entity: Node Vector

SUMMARY INFORMATION

Min/Max Values

Result Sources

-Source Id---Loadcase Name-----Subcase Name-----Layer Name----

- | | | |
|---|------------------------------|-----------------------------------|
| 1 | Default | Mode 1:Freq.=630.09 (NON-LAYERED) |
| | Global Variable: Mode number | = 1. |
| | Global Variable: Frequency | = 630.09 |
| | Global Variable: Eigenvalue | = 1.5674E+7 |
| 2 | Default | Mode 2:Freq.=638.45 (NON-LAYERED) |
| | Global Variable: Mode number | = 2. |
| | Global Variable: Frequency | = 638.45 |
| | Global Variable: Eigenvalue | = 1.6092E+7 |
| 3 | Default | Mode 3:Freq.=643.82 (NON-LAYERED) |
| | Global Variable: Mode number | = 3. |
| | Global Variable: Frequency | = 643.82 |
| | Global Variable: Eigenvalue | = 1.6364E+7 |
| 4 | Default | Mode 4:Freq.=647.39 (NON-LAYERED) |
| | Global Variable: Mode number | = 4. |
| | Global Variable: Frequency | = 647.39 |
| | Global Variable: Eigenvalue | = 1.6546E+7 |
| 5 | Default | Mode 5:Freq.=672.78 (NON-LAYERED) |
| | Global Variable: Mode number | = 5. |
| | Global Variable: Frequency | = 672.78 |
| | Global Variable: Eigenvalue | = 1.7869E+7 |
| 6 | Default | Mode 6:Freq.=686.23 (NON-LAYERED) |

- Global Variable: Mode number = 6.
 Global Variable: Frequency = 686.23
 Global Variable: Eigenvalue = 1.8591E+7
- 7 Default Mode 7:Freq.=717.18 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 7.
 Global Variable: Frequency = 717.18
 Global Variable: Eigenvalue = 2.0306E+7
- 8 Default Mode 8:Freq.=813.15 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 8.
 Global Variable: Frequency = 813.15
 Global Variable: Eigenvalue = 2.6104E+7
- 9 Default Mode 9:Freq.=872.86 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 9.
 Global Variable: Frequency = 872.86
 Global Variable: Eigenvalue = 3.0078E+7
- 10 Default Mode 10:Freq.=891.01 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 10.
 Global Variable: Frequency = 891.01
 Global Variable: Eigenvalue = 3.1342E+7
- 11 Default Mode 11:Freq.=1008.9 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 11.
 Global Variable: Frequency = 1008.9
 Global Variable: Eigenvalue = 4.0181E+7
- 12 Default Mode 12:Freq.=1070.6 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 12.
 Global Variable: Frequency = 1070.6
 Global Variable: Eigenvalue = 4.5249E+7
- 13 Default Mode 13:Freq.=1148.7 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 13.
 Global Variable: Frequency = 1148.7
 Global Variable: Eigenvalue = 5.2096E+7
- 14 Default Mode 14:Freq.=1170.2 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 14.
 Global Variable: Frequency = 1170.2

- Global Variable: Eigenvalue = 5.4064E+7
- 15 Default Mode 15:Freq.=1218.3 (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 15.
- Global Variable: Frequency = 1218.3
- Global Variable: Eigenvalue = 5.8599E+7
- 16 Default Mode 16:Freq.=1282.5 (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 16.
- Global Variable: Frequency = 1282.5
- Global Variable: Eigenvalue = 6.4936E+7
- 17 Default Mode 17:Freq.=1288.1 (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 17.
- Global Variable: Frequency = 1288.1
- Global Variable: Eigenvalue = 6.55E+7
- 18 Default Mode 18:Freq.=1302. (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 18.
- Global Variable: Frequency = 1302.
- Global Variable: Eigenvalue = 6.6927E+7
- 19 Default Mode 19:Freq.=1377.3 (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 19.
- Global Variable: Frequency = 1377.3
- Global Variable: Eigenvalue = 7.4886E+7
- 20 Default Mode 20:Freq.=1410.3 (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 20.
- Global Variable: Frequency = 1410.3
- Global Variable: Eigenvalue = 7.8523E+7
- 21 Default Mode 21:Freq.=1416.4 (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 21.
- Global Variable: Frequency = 1416.4
- Global Variable: Eigenvalue = 7.92E+7
- 22 Default Mode 22:Freq.=1452.9 (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 22.
- Global Variable: Frequency = 1452.9
- Global Variable: Eigenvalue = 8.3335E+7
- 23 Default Mode 23:Freq.=1528.7 (NON-LAYERED)

- Global Variable: Mode number = 23.
 Global Variable: Frequency = 1528.7
 Global Variable: Eigenvalue = 9.2261E+7
- 24 Default Mode 24:Freq.=1559.4 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 24.
 Global Variable: Frequency = 1559.4
 Global Variable: Eigenvalue = 9.6E+7
- 25 Default Mode 25:Freq.=1673.3 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 25.
 Global Variable: Frequency = 1673.3
 Global Variable: Eigenvalue = 1.1054E+8
- 26 Default Mode 26:Freq.=1684.5 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 26.
 Global Variable: Frequency = 1684.5
 Global Variable: Eigenvalue = 1.1202E+8
- 27 Default Mode 27:Freq.=1703.6 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 27.
 Global Variable: Frequency = 1703.6
 Global Variable: Eigenvalue = 1.1457E+8
- 28 Default Mode 28:Freq.=1712.6 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 28.
 Global Variable: Frequency = 1712.6
 Global Variable: Eigenvalue = 1.1579E+8
- 29 Default Mode 29:Freq.=1718.8 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 29.
 Global Variable: Frequency = 1718.8
 Global Variable: Eigenvalue = 1.1663E+8
- 30 Default Mode 30:Freq.=1741.2 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 30.
 Global Variable: Frequency = 1741.2
 Global Variable: Eigenvalue = 1.1969E+8
- 31 Default Mode 31:Freq.=1754.9 (NON-LAYERED)
 Global Variable: Mode number = 31.
 Global Variable: Frequency = 1754.9

- Global Variable: Eigenvalue = 1.2157E+8
- 32 Default Mode 32:Freq.=1768.9 (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 32.
- Global Variable: Frequency = 1768.9
- Global Variable: Eigenvalue = 1.2353E+8
- 33 Default Mode 33:Freq.=1807.1 (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 33.
- Global Variable: Frequency = 1807.1
- Global Variable: Eigenvalue = 1.2893E+8
- 34 Default Mode 34:Freq.=1842.5 (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 34.
- Global Variable: Frequency = 1842.5
- Global Variable: Eigenvalue = 1.3402E+8
- 35 Default Mode 35:Freq.=1867.1 (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 35.
- Global Variable: Frequency = 1867.1
- Global Variable: Eigenvalue = 1.3762E+8
- 36 Default Mode 36:Freq.=1910. (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 36.
- Global Variable: Frequency = 1910.
- Global Variable: Eigenvalue = 1.4402E+8
- 37 Default Mode 37:Freq.=1919.3 (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 37.
- Global Variable: Frequency = 1919.3
- Global Variable: Eigenvalue = 1.4542E+8
- 38 Default Mode 38:Freq.=1939.6 (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 38.
- Global Variable: Frequency = 1939.6
- Global Variable: Eigenvalue = 1.4852E+8
- 39 Default Mode 39:Freq.=1985.2 (NON-LAYERED)
- Global Variable: Mode number = 39.
- Global Variable: Frequency = 1985.2
- Global Variable: Eigenvalue = 1.5559E+8
- 40 Default Mode 40:Freq.=1989.1 (NON-LAYERED)

Global Variable: Mode number = 40.
Global Variable: Frequency = 1989.1
Global Variable: Eigenvalue = 1.5619E+8

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Enciclopédia Encarta. – Microsoft – 1995.
- [2] Christian V. Beidl, Alfred Rust and Michael Rasser - “Key Steps and Methods in the Development of Low Noise Engines” - Sound and Vibration, abril 2001.
- [3] Desmet W. e Sas P. – “Introduction to Numerical Acoustics”- 11Th International Seminar on Applied Acoustics, setembro 2000.
- [4] Bathe, Jlaus-Jürgen – “Finite Element Procedures” – Prentice-Hall, 1996.
- [5] Szabó, Barna e Babuska, Ivo – “Finite Element Analysis”- John Wily & Sons, Inc. 1991.
- [6] Huebner, K. H. – “The Finite Element Method for Engineers” – John Wiley & Sons, Inc.1975.
- [7] Rainer, P. G. – “Msc/Nastran as a Key Tool To Satisfy Increasing Demand For Numerical Simulation Techniques” – MSC/NASTRAN Users Meeting – Setembro 1993.
- [8] De Langhe, K. – “High Frequency Vibrations: Contributions To Experimental And Computational SEA Parameter Identification Techniques” – Katholieke Universiteit Leuven – Ph.D. Tese – Fevereiro 1996.
- [9] Lyon, R. H. e Dejong, R. G. – “Theory and Application of Statistical Energy Analysis”-2nd edition; Butterworth-Heinemann – 1995.
- [10] Platten, M. F. – “Sound and Vibration Transmission in Aircraft Using Statistical Energy Analysis” – Tese Ph.D.; Heriot-Watt University, Edinburgh, UK – 1998.
- [11] Craik, R. JM – “Sound Transmission Through Buildings Using Statistical Energy Analysis”- Gower – 1996.

- [12] Venor, J., Léost, O and Bharj, Tej – “Using SAE as a Part of the Vehicle Design and Development Process” - Proceedings of the First International AutoSEA Users Conference - Julho 2000.
- [13] Coyette, J.P. – “The use of finite element and boundary element models for predicting the vibro-acoustic behavior of layered structures” - International Conference on Computational Acoustics Southampton - Abril 1995.
- [14] Ewins, D. J – “Modal Testing: Theory and Practice”- John Wiley & Sons Inc. - 1984.
- [15] Fahy, F.J. – “Sound Intensity” – Elsevier Science Publishers LTD – 1989.
- [16] Silva, G. D.P.; Gerges, S. N.Y e Soeiro, N.S. - “Características de Vibração de um Bloco de Motor - Análise modal e Técnica de Intensidade Acústica” – SAE BRASIL 973044 – 1997.
- [17] Agren, A. , Johansson Örjan and Klopotek, M. – “Noise Reduction of Diesel Engines with Internal Stiffeners”- Noise Control Eng. J. 45 (1) - Janeiro/Fevereiro 1997.
- [18] Grover, E. C. e Lalor, N. - “A Review of Low Noise Diesel Engine Design at I.S.V.R.” - JSV (1973) 28(3), 403 – 431.
- [19] Busch, G.; Maurell, R.; Meyer, J. e Vorwerk , C. – “Investigations on Influence of Engine Block Design Features on Noise and Vibration” - SAE PAPER 911071 – 1991.
- [20] Estorff, O. e Tylkowski, B. – “Sound Radiation of two Engine Blocks by the BEM and Rayleigh-Method” – 2nd Worldwide Sysnoise Users Meeting.
- [21] Viersbach, U.; Maurell, R.; Guisset, P. e Rossion, J.P. “Engine Noise Radiation -Prediction and Test Comparison” – SAE PAPER 95NV90.
- [22] Rainer, G. P.; Gschweidl, E. e Herster, P. – “Application of Air Borne Noise Calculation to Optimize Engines – Basic Investigations” – Internoise 1993.

- [23] Heylen, W.; Lammens, S. e Sas, P. – “Modal Analysis Theory and Testing” – Katholieke Universiteit Leuven – Belgica – 1997.
- [24] ICATS Manual – Imperial College.
- [25] LMS CADA-PC Manual
- [26] Soeiro, N. S.; Neves, C.G.C.; Gerges, S.N.Y.; Sadowski, N.; Silva, G.D.P. e Carlson, R. – “Magnetic Origin’s Forced Vibrations Calculation in a Switched Reluctance Motor by Finite Elements and Experimental Procedures”- CIMNE 1998.
- [27] Yang, S; Lee, C. e Lin,S. – “Operating Deflection Shape from Sound Intensity Measurement” – IMAC 11 – Volume 1- 1993.
- [28] Coyette, J. P. – “Finite Element and Boundary Element Methods for Transient Acoustic Problems”
- [29] Lalor, N – “Finite Element Optimization Techniques of Diesel Engine Structures” – SAE PAPER 820437.
- [30] Sohn, K.; Honda, S; Okuma, M.; Ishii, T. e Nagamatsu, A. – “Basic Research on the Vibration and Noise of Internal Combustion Engines” – JSME - Vol 36 – 1993.
- [31] Turner, G. L.; Milsted, M. G. e Hanks, P – “Vibration Characteristics of an In-Line Engine Structure” – IMechE C138/84 – 1984.
- [32] Soeiro, N. S. – “Modelagem Vibro-Acústica de Caixas de Engrenagem de uso Veicular” - Tese Doutorado – UFSC – Maio 2001.
- [33] Papez e Birth - “Idealization, Measurement and Calculation of an Engine Block” - SAE PAPER 820438 - 1982.
- [34] J.P. Brandeis e J. Graison. - “Determining noise radiation of a diesel engine due to bearing excitation using analytical and experimental techniques.” - C146/84 - IMechE 1984

- [35] LMS International – “Vibro-Acoustic Modelling – Current Practice and Applications”.
- [36] Gerges, Samir N. Y. – “Ruído – Fundamentos e Controle” – NR Editora – 2000
- [37] “Automotive Handbook” – SAE - 5a. Edição.
- [38]. Gerges, Samir N. Y - “Identificação das Fontes de Ruído Veicular por Medição de Intensidade Sonora” - Revista de Acústica e Vibrações - N° 14 - Págs.: 9-19 - 1994
- [39] Priede, T. - “Noise and Vibration” - Ellis Horwood Limited - 1982
Capítulo 18 - Págs.: 389 – 437
- [40] Raff, J. A. e Perry, R. D. H - “A Review of Vehicle Noise Studies Carried out at The Institute of Sound and Vibration Research with a Reference to some Recent Research on Petrol Engine Noise” -. - JSV (1973) 28(3), 433 - 470.
- [41] Challen, B.J.e. Crocker, D.M - “A review of recent progress in diesel engines noise reduction.” - SAE PAPER 820517 – 1982.
- [42] Cheng, C.Y. R. e. Seybert, A.F - “Recent Applications of the Boundary Element Method to Problems in Acoustics.” - SAE PAPER 870997 - 1987 - Págs.: 155-164.
- [43] Silva, Gustavo D. P. - Dissertação de Mestrado - “Radiação Acústica de Superfícies Esféricas e Cilíndricas” - UFSC – 1995.
- [44] Penne, Filip, Augusztinovicz,. F, Cremers luc ., Sas, Paul -“Prediction of engine shield performance by means of a hybrid experimental-numerical approach.” 2nd Worldwide SYSNOISE users meeting.
- [45]. Rainer, G. P.; Gschweitzl, E. e Herster, P. -“Comparison of calculation and experimental results of air borne noise” -First worldwide SYSNOISE users meeting - 1993.

- [46] Viersbach, U., Maurell, Guisset, P.; Rossion, J.P. e Wynendaele, H.. -“Comparing acoustic measurements with combined MSC/ NASTRAN - SYSNOISE sound radiation predictions of an engine block.” - The 1994 MSC world user’s conference.
- [47] Höpke, Peter; Schwaderlapp, Markus e Kley, Philipp -“Dimensionamento de cabeçotes com otimização de ruídos” MTZ 55/ (1994) 6 - Traduzido do Alemão por Colares & Colares.
- [48] Brandl, F. K. -“Vehicle Noise Reduction Strategies” - II simpósio Brasileiro de Acústica Veicular - SIBRAV - 1993 - Págs.: 12 – 28
- [49] Mannis, J.R. e. Schmidt, D. E - “Caracterização da Frota Circulante na RMSP Quanto à Emissão de Ruído de Escapamento” - II simpósio Brasileiro de Acústica Veicular - SIBRAV - 1993 - Págs.: 96 – 101
- [50] Hayes, Paul A. e. Quantz, Curtis A -“Determining vibration, radiation efficiency, and noise characteristics of structural designs using analytical techniques.” - SAE 820440 - Pags.: 263-270
- [51] Rainer e Loibnegger B. - “Design supporting analysis for powertrain noise and vibration” - IiM - Conference on Integration in Manufacturing – 1995.
- [52]. Coyette, J. P e Rossion, J. P. - “Treatment of irregular frequencies related to boundary element models - Application to sound radiation from an engine block.” - NIT.
- [53] Schmillen, Karl; Schwaderlapp, Markus e Spessert, Bruno. - “Melhoria das características acústicas de blocos de motores.” - Revista MTZ pags. 158-164.edição 53 de 1992 - Original em alemão.
- [54] Russel, M. F.; Palmer, C. e Young, C. D. - “Measuring diesel noise at source with a view to its control” - IMechE C142/84 - 1984.
- [55] Crocker, M. J. - “The Use of Existing and Advanced Intensity Techniques to Identify Noise Sources on a Diesel Engine” - SAE PAPER 810694 – 1981.

- [56] Brebbia, C. A., Telles, J.C.F e Wrobel, L.C. – Boundary Element Techniques – Theory and Applications in Engineering – Springer-Verlag – 1984.
- [57] SYSNOISE User Manual – LMS International.
- [58] Onsey, Taner; Goetchius, G.M; Yu, Z e Nwankwo,O – “SEA Model of a car using AutoSEA2” – AutoSEA Users Conference - 2000.